

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-221301

(43)Date of publication of application : 17.08.2001

(51)Int.CI.

F16H 3/66
F16H 3/62

(21)Application number : 2000-031741

(71)Applicant : EXEDY CORP

(22)Date of filing : 09.02.2000

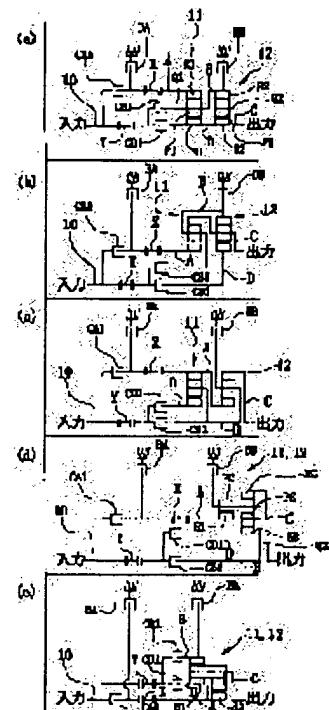
(72)Inventor : OKUBO MASAHIRO

(54) AUTOMATIC TRANSMISSION

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To improve a power efficiency and fuel consumption of an automatic transmission with five or six gears for FF by expanding a torque converter direct coupling area.

SOLUTION: This automatic transmission is provided with a first shaft 10, a second shaft 31, planetary gear devices 11 and 12 disposed on the second shaft 31, pairs of counter gears X and Y, three clutches and two brakes. The pairs of counter gears X and Y connect the first shaft 10 and each component of the planetary gear devices 11 and 12 and show different change gear ratios. Two components of the clutches and brakes are fastened selectively to control a power transmission path. The pair of counter gears X are connected to a first component of the planetary gear devices 11 and 12 through a first clutch. The pair of counter gears Y are connected to the first and second components or the second and fourth components of the planetary gear devices 11 and 12 through a second or a third clutch. The two brakes are connected to the second and fourth components or the first and the second components of the planetary gear devices 11 and 12 and outputted from a third component.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 17.09.2003

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C) 1998,2003 Japan Patent Office

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2001-221301

(P2001-221301A)

(43)公開日 平成13年8月17日 (2001.8.17)

(51)Int.Cl?

F 16 H 3/66
3/62

識別記号

F I

F 16 H 3/66
3/62

テ-マ-ト*(参考)

A 3 J 0 2 8
Z

審査請求 未請求 請求項の数17 OL (全35頁)

(21)出願番号

特願2000-31741(P2000-31741)

(22)出願日

平成12年2月9日 (2000.2.9)

(71)出願人 000149033

株式会社エクセディ

大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号

(72)発明者 大庭 正博

大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号

株式会社エクセディ内

(74)代理人 100094145

弁理士 小野 由己男 (外1名)

Fターム(参考) 3J028 EA27 EB07 EB08 EB13 EB14

EB31 EB37 EB62 EB66 FA06

FB03 FC13 FC17 FC23 FC24

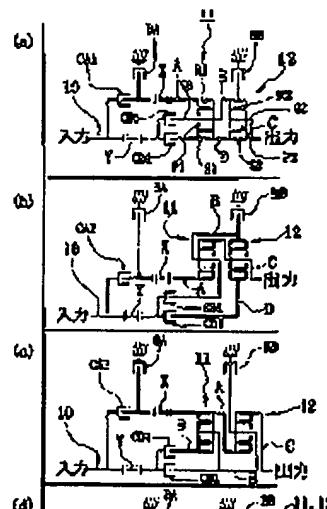
FO63 GA03

(54)【発明の名称】 自動変速装置

(57)【要約】

【課題】 F F用5, 6速自動変速装置において、トルクコンバータの直結領域を拡大し、動力性能と燃費を大幅に向上させる。

【解決手段】 この装置は、第1軸10と、第2軸31と、第2軸に配置された遊星歯車装置11, 12と、カウンタギア対X, Yと、3個のクラッチ及び2個のブレーキとを備えている。カウンタギア対は、第1軸と遊星歯車装置の各構成要素とを連絡するものであり、異なる変速比を有している。クラッチ及びブレーキは動力伝達経路を制御するために2個の要素が選択的に締結される。そして、カウンタギア対Xは第1クラッチを介して遊星歯車装置の第1構成要素に接続され、カウンタギア



(2)

特開2001-221301

1

【特許請求の範囲】

【請求項1】エンジン側からの動力を出力軸に伝達する自動変速装置であって、
エンジン側から動力が入力される第1軸10と、
前記第1軸10と平行に設けられた第2軸31と、
前記第2軸31に配置され、動力が入力される第1構成要素A及び第2構成要素Bと、動力が出力される第3構成要素Cと、動力伝達経路中の第4構成要素Dとを有する遊星歯車装置11,12と、

前記第1軸10と前記遊星歯車装置11,12の各構成要素とを連結するそれぞれ異なる変速比を有する第1及び第2カウンタギア対X,Yと。

第1、第2、第3クラッチ及び第1、第2ブレーキを含み、動力伝達経路を制御するために2個の要素が選択的に連結される複数の連結要素とを備え。

前記遊星歯車装置の第1構成要素Aには、前記第1クラッチCA1及び前記第1カウンタギア対Xを介して、あるいは前記第2クラッチCA2及び前記第2カウンタギア対Yを介して動力が入力され、

前記遊星歯車装置の第2構成要素Bには前記第3クラッチCB1及び前記第2カウンタギア対Yを介して動力が入力され。

前記遊星歯車装置の前記第3構成要素Cは前記出力軸に接続され、
前記第1ブレーキBBは前記第2構成要素Bの回転を制御するように設けられ、
前記第1、第2、第3クラッチ及び第1、第2ブレーキのいずれか2個を選択的に連結することにより7種の変速段を得る、自動変速装置。

【請求項2】エンジン側からの動力を出力軸に伝達する自動変速装置であって、

エンジン側から動力が入力される第1軸10と、
前記第1軸10と平行に設けられた第2軸31と、
前記第2軸31に配置され、動力が入力される第1構成要素A及び第2構成要素Bと、動力が出力される第3構成要素Cと、動力伝達経路中の第4構成要素Dとを有する遊星歯車装置11,12と、

前記第1軸10と前記遊星歯車装置11,12の各構成要素とを連結するそれぞれ異なる変速比を有する第1、第2及び第3カウンタギア対X,Y,Zと。

第1、第2、第3クラッチ及び第1、第2ブレーキを含み、動力伝達経路を制御するために2個の要素が選択的に連結される複数の連結要素とを備え。

2

前記第3構成要素Cは前記出力軸に接続され、

前記第1ブレーキBBは前記第2構成要素Bの回転を制御するように設けられ、

前記第1、第2、第3クラッチ及び第1、第2ブレーキのいずれか2個を選択的に連結することにより7種の変速段を得る、自動変速装置。

【請求項3】前記第2ブレーキBDは前記第4構成要素Dの回転を制御するように設けられている、請求項1又は2に記載の自動変速装置。

【請求項4】エンジン側からの動力を出力軸に伝達する自動変速装置であって、

エンジン側から動力が入力される第1軸10と、

前記第1軸10と平行に設けられた第2軸31と、

前記第2軸31に配置され、動力が入力される第1構成要素A、第2構成要素B及び第4構成要素Dと、動力が出力される第3構成要素Cとを有する遊星歯車装置11,12と、
前記第1軸10と前記遊星歯車装置11,12の各構成要素とを連結するそれぞれ異なる変速比を有する第1及び第2カウンタギア対X,Yと。

第1、第2、第3クラッチ及び第1、第2ブレーキを含み、動力伝達経路を制御するために2個の要素が選択的に連結される複数の連結要素とを備え。

前記遊星歯車装置の第1構成要素Aには前記第1クラッチCA1及び前記第1カウンタギア対Xを介して動力が入力され、

前記遊星歯車装置の第2構成要素Bには前記第2クラッチCB1及び前記第2カウンタギア対Yを介して動力が入力され、

前記遊星歯車装置の第4構成要素Dには前記第3クラッチCD1及び前記第2カウンタギア対Yを介して動力が入力され、

前記遊星歯車装置の前記第3構成要素Cは前記出力軸に接続され、

前記第1ブレーキBBは前記第2構成要素Bの回転を制御するように設けられ、

前記第1、第2、第3クラッチ及び第1、第2ブレーキのいずれか2個を選択的に連結することにより7種の変速段を得る、自動変速装置。

【請求項5】エンジン側からの動力を出力軸に伝達する自動変速装置であって、

エンジン側から動力が入力される第1軸10と、

前記第1軸10と平行に設けられた第2軸31と、

前記第2軸31に配置され、動力が入力される第1構成要素

(3)

特開2001-221301

3

に締結される複数の締結要素とを備え。

前記遊星歯車装置の第1構成要素Aには前記第1クラッチCA1及び前記第1カウンタギア対Xを介して動力が入力され。

前記遊星歯車装置の第2構成要素Bには前記第2クラッチCB1及び前記第3カウンタギア対Zを介して動力が入力され。

前記遊星歯車装置の第4構成要素Dには前記第3クラッチCD1及び前記第2カウンタギア対Yを介して動力が入力され。

前記遊星歯車装置の前記第3構成要素Cは前記出力軸に接続され、

前記第1ブレーキBBは前記第2構成要素Bの回転を制動するように設けられ、

前記第1、第2、第3クラッチ及び第1、第2ブレーキのいずれか2個を選択的に締結することにより7種の変速段を得る、自動変速装置。

【請求項6】前記第1ブレーキBAは前記第1構成要素Aの回転を制動するように設けられている、請求項4又は5に記載の自動変速装置。

【請求項7】前記第1遊星歯車列は、

第1リングギアと、前記第1リングギアに噛み合う第1遊星ギアと、前記第1遊星ギアを支持する第1キャリアと、前記第1遊星ギアに噛み合う第1サンギアとを有し、

前記第2遊星歯車列は、前記第1キャリアに連結された第2リングギアと、前記第2リングギアに噛み合う第2遊星ギアと、前記第2遊星ギアを支持する第2キャリアと、前記第2遊星ギアに噛み合うとともに前記第1サンギアに連結された第2サンギアとを有しております。

前記第1構成要素Aは前記第1リングギアであり、前記第2構成要素Bは前記第1キャリア及び第2リングギアであり、前記第3構成要素Cは前記第2キャリアであり、前記第4構成要素Dは前記第1及び第2サンギアである。請求項1から3のいずれかに記載の自動変速装置。

【請求項8】前記第1遊星歯車列は、

第1リングギアと、前記第1リングギアに噛み合う第1遊星ギアと、前記第1遊星ギアを支持する第1キャリアと、前記第1遊星ギアに噛み合う第1サンギアとを有し、

前記第2遊星歯車列は、前記第1キャリアに連結された第2リングギアと、前記第2リングギアに噛み合う第2

4

請求項4から6のいずれかに記載の自動変速装置。

【請求項9】前記第1遊星歯車列は、第1リングギアと、前記第1リングギアに噛み合う第1遊星ギアと、前記第1遊星ギアを支持する第1キャリアと、前記第1遊星ギアに噛み合う第1サンギアとを有し、前記第2遊星歯車列は、前記第1キャリアに連結された第2リングギアと、前記第2リングギアに噛み合う第2遊星ギアと、前記第2遊星ギアを支持するとともに前記第1リングギアに連結された第2キャリアと、前記第2遊星ギアに噛み合う第2サンギアとを有し、

前記第1構成要素Aは前記第1サンギアであり、前記第2構成要素Bは前記第1キャリア及び第2リングギアであり、前記第3構成要素Cは前記第1リングギア及び第2キャリアであり、前記第4構成要素Dは前記第2サンギアである、請求項1から3のいずれかに記載の自動変速装置。

【請求項10】前記第1遊星歯車列は、第1リングギアと、前記第1リングギアに噛み合う第1遊星ギアと、前記第1遊星ギアを支持する第1キャリアと、前記第1遊星ギアに噛み合う第1サンギアとを有し、

前記第2遊星歯車列は、前記第1キャリアに連結された第2リングギアと、前記第2リングギアに噛み合う第2遊星ギアと、前記第2遊星ギアを支持するとともに前記第1リングギアに連結された第2キャリアと、前記第2遊星ギアに噛み合う第2サンギアとを有し、

前記第1構成要素Aは前記第1サンギアであり、前記第2構成要素Bは前記第1キャリア及び第2リングギアであり、前記第3構成要素Cは前記第1リングギア及び第2キャリアであり、前記第4構成要素Dは前記第2サンギアである、請求項4から6のいずれかに記載の自動変速装置。

【請求項11】前記第1遊星歯車列は、第1リングギアと、前記第1リングギアに噛み合う第1遊星ギアと、前記第1遊星ギアを支持する第1キャリアと、前記第1遊星ギアに噛み合う第1サンギアとを有し、

前記第2遊星歯車列は、第2リングギアと、前記第2リングギアに噛み合う第2遊星ギアと、前記第2遊星ギアを支持するとともに前記第1キャリアに連結された第2キャリアと、前記第2遊星ギアに噛み合うとともに前記第1リングギアに連結された第2サンギアとを有し、

前記第1構成要素Aは前記第1リングギア及び第2サンギアであり、前記第2構成要素Bは前記第1及び第2キ

(4)

特開2001-221301

5

し。

前記第2遊星歯車列は、第2リングギアと、前記第2リングギアに噛み合う第2遊星ギアと、前記第2遊星ギアを支持するとともに前記第1キャリアに連結された第2キャリアと、前記第2遊星ギアに噛み合うとともに前記第1リングギアに連結された第2サンギアとを有し、前記第1構成要素Aは前記第1リングギア及び第2サンギアであり、前記第2構成要素Bは前記第1及び第2キャリアであり、前記第3構成要素Cは前記第2リングギアであり、前記第4構成要素Dは前記第1サンギアである。請求項4から6のいずれかに記載の自動変速装置。

【請求項13】前記第1及び第2遊星歯車列は、

共通リングギアと、前記共通リングギアに噛み合う共通遊星ギアと、前記共通遊星ギアに噛み合う第1サンギアと、前記共通遊星ギアに噛み合う小遊星ギアと、前記共通遊星ギア及び小遊星ギアを支持する共通キャリアと、前記小遊星ギアに噛み合う第2サンギアとを有し、前記第1構成要素Aは前記第1サンギアであり、前記第2構成要素Bは前記共通キャリアであり、前記第3構成要素Cは前記共通リングギアであり、前記第4構成要素Dは第2サンギアである、請求項1から3のいずれかに記載の自動変速装置。

【請求項14】前記第1及び第2遊星歯車列は、

共通リングギアと、前記共通リングギアに噛み合う共通遊星ギアと、前記共通遊星ギアに噛み合う第1サンギアと、前記共通遊星ギアに噛み合う小遊星ギアと、前記共通遊星ギア及び小遊星ギアを支持する共通キャリアと、前記小遊星ギアに噛み合う第2サンギアとを有し、前記第1構成要素Aは前記第1サンギアであり、前記第2構成要素Bは前記共通キャリアであり、前記第3構成要素Cは前記共通リングギアであり、前記第4構成要素Dは第2サンギアである、請求項4から6のいずれかに記載の自動変速装置。

【請求項15】前記第1及び第2遊星歯車列は、

共通リングギアと、前記共通リングギアに噛み合う共通遊星ギアと、前記共通遊星ギアに噛み合う第1サンギアと、前記共通遊星ギアに噛み合う小遊星ギアと、前記共通遊星ギア及び小遊星ギアを支持する共通キャリアと、前記小遊星ギアに噛み合う第2サンギアとを有し、

前記第1構成要素Aは前記第2サンギアであり、前記第2構成要素Bは前記共通リングギアであり、前記第3構成要素Cは前記共通キャリアであり、前記第4構成要素Dは前記第1サンギアである。請求項1から3のいずれか

に記載の自動変速装置。

【請求項17】前記第1遊星歯車列の入力側に設けられ、インペラ、ターピン及びステータを有する流体総手部をさらに備えている、請求項1から16のいずれかに記載の自動変速装置。

10 【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、エンジンからの動力を出力軸に伝達する自動変速装置に関する。

【0002】

【従来の技術】一般的に前輪駆動用の4速自動変速装置として、図1に示すような構成が用いられている。すなわち、変速機1がトルクコンバータ2の出力軸となる第1軸3に配置され、変速機1の出力がカウンタギア対4を介して第2軸5に連結されている。そして、第2軸5の出力は、カウンタギア対6及びディファレンシャルギア7を介して第3軸8に連結され、前輪の左右の車輪に伝達される。

【0003】このような構成における変速機1としては、図2(a)～(e)で示されるように、2つの遊星歯車列と、2個のクラッチCA、CBと、3個のブレーキBA、BB、BDとからなるものが考えられる。この図2に示された変速機の、各変速段における締結要素のオン、オフ制御と、遊星歯車列における各構成要素A、B、C、Dの回転速度とを図3に示している。ここでは、構成要素Cが変速機1の出力部であり、前進4速、後進1速の変速比が得られる。

【0004】また、別の例として、図4に示すように、2つの遊星歯車列と、3個のクラッチCA、CB、CDと、2個のブレーキBA、BBとからなるものも考えられ、一部実用化されている。この図4に示された変速機の、各変速段における締結要素のオン、オフ制御と、遊星歯車列における各構成要素A、B、C、Dの回転速度とを図5に示している。ここでは、構成要素Cが変速機1の出力部であり、前進4速、後進1速の変速比が得られる。

【0005】これらの自動変速装置では、通常、最大牽引力と最高速度とによって第1速(1st)と第4速(4th)の変速比が決定されるため、ワイドな瞬間差

(5)

特開2001-221301

8

【0006】このために、自動变速装置においても5速又は6速の变速段数で、5、6速マニュアルトランスミッションのようなクロスな段間差のギア比が生まれる。そこで、図6に示すように、前記図1の構成において、第2軸5に遊星歯車列、直結用クラッチC及び減速用ブレーキBからなる副变速機STを設けたものも提案されている。ここでは、变速機1の第1速から第4速を直結状態の副变速機STを介して出力することにより第1速～第4速とし、变速機1の第1速を副变速機STで減速して出力することにより第5速として、前進5速の自動变速装置を実現したものである。

【0007】しかしながら变速機1のギア段間差のクロス化には限度があり、マニュアルトランスミッションのようなギア比を得るのは困難である。加えて、副变速機STによりコストが高くなり、重量が増えるという欠点がある。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】本発明の第1の課題は、従来の4速自動变速装置とほぼ同じコスト及び重量でクロスな段間差のギア比を有する5、6速自動变速装置を実現することにより、トルクコンバータの直結領域を拡大し、動力性能と燃費を大幅に向上させることにある。

【0009】本発明の第2の課題は、变速装置を構成する要素を2軸に分散させることにより軸方向をコンパクトにし、フロントエンジンフロントドライブのFF車に合った自動变速装置を実現することにある。本発明の第3の課題は、变速装置を構成する要素の回転速度を下げることにより、動力損失を小さくすることにある。

【0010】

【課題を解決するための手段】請求項1に係る自動变速装置は、エンジン側からの動力を出力軸に伝達する装置であって、第1軸と、第2軸と、遊星歯車装置と、第1及び第2カウンタギア対と、複数の締結要素とを備えている。第1軸はエンジン側から動力が入力される。第2軸は第1軸と平行に設けられている。遊星歯車装置は、第2軸に配置され、動力が入力される第1構成要素及び第2構成要素と、動力が出力される第3構成要素と、動力伝達経路中の第4構成要素とを有している。第1及び第2カウンタギア対は、第1軸と遊星歯車装置の各構成要素とを連絡するものであり、それと異なる変速比を有している。複数の締結要素は、第1、第2、第3クラッチ及び第1、第2ブレーキを含み、動力伝達経路を制御するために2個の要素が選択的に締結される。そして、遊星歯車装置の第1構成要素には、第1クラッチ及び第1カウンタギア対を介して、あるいは第2クラッチ及び第2カウンタギア対を介して動力が入力され、遊星歯車装置の第2構成要素には第3クラッチ及び第3カウンタギア対を介して動力が入力され、遊星歯車装置の第3構成要素は出力軸に接続され、第1ブレーキは第2構成要素の回転を制動するように設けられ、第1、第2、第3クラッチ及び第1、第2ブレーキのいずれか2個を選択的に締結することにより7種の变速段を得る。

10

成長要素の回転を制動するように設けられ、第1、第2、第3クラッチ及び第1、第2ブレーキのいずれか2個を選択的に締結することにより7種の变速段を得る。

10

【0011】この自動变速装置では、エンジン側からの動力が第1軸に入力される。この動力は、カウンタギア対を介して第2軸に伝達され、遊星歯車装置で変速されて出力される。このとき、3つのクラッチ及び2つのブレーキのうちの2つを選択的に締結することによって、前進5速、後進2速の7種の变速段を有する变速装置が実現できる。

10

【0012】ここでは、従来の2つのクラッチ及び3つのブレーキ、又は3つのクラッチ及び2つのブレーキからなる前進4速、後進1速の变速機の遊星歯車装置の第1構成要素に、他と異なる回転数を入力することにより、簡単な構成で7種の变速段を有する变速装置が得られる。また、入力トルク及び回転をカウンタギア対で第2軸に伝達するので、遊星歯車装置の各構成要素の回転を下げることができるとともに、クラッチ及びブレーキを第1軸と第2軸に分散することができる。

20

【0013】請求項2に係る自動变速装置は、エンジン側からの動力を出力軸に伝達する装置であって、第1軸と、第2軸と、遊星歯車装置と、第1、第2及び第3カウンタギア対と、複数の締結要素とを備えている。第1軸はエンジン側から動力が入力される。第2軸は第1軸と平行に設けられている。遊星歯車装置は、第2軸に配置され、動力が入力される第1構成要素及び第2構成要素と、動力が出力される第3構成要素と、動力伝達経路中の第4構成要素とを有している。第1、第2及び第3カウンタギア対は、第1軸と遊星歯車装置の各構成要素とを連絡するものであり、それぞれ異なる変速比を有している。複数の締結要素は、第1、第2、第3クラッチ及び第1、第2ブレーキを含み、動力伝達経路を制御するために2個の要素が選択的に締結される。そして、遊星歯車装置の第1構成要素には、第1クラッチ及び第1カウンタギア対を介して、あるいは第2クラッチ及び第2カウンタギア対を介して動力が入力され、遊星歯車装置の第2構成要素には第3クラッチ及び第3カウンタギア対を介して動力が入力され、遊星歯車装置の第3構成要素は出力軸に接続され、第1ブレーキは第2構成要素の回転を制動するように設けられ、第1、第2、第3クラッチ及び第1、第2ブレーキのいずれか2個を選択的に締結することにより7種の变速段を得る。

30

【0014】この自動变速装置では、前記同様にエン

(6)

特開2001-221301

9

とともに、第3カウンタギア対をさらに設けたので、ギア比の設定の自由度が増す。請求項3に係る自動変速装置は、請求項1又は2の装置において、第2ブレーキは第4構成要素の回転を制動するように設けられている。請求項4に係る自動変速装置は、エンジン側からの動力を出力軸に伝達する装置であって、第1軸と、第2軸と、遊星歯車装置と、第1及び第2カウンタギア対と、複数の締結要素とを備えている。第1軸はエンジン側から動力が入力される。第2軸は第1軸と平行に設けられている。遊星歯車装置は、第2軸に配置され、動力が入力される第1構成要素、第2構成要素及び第4構成要素と、動力が出力される第3構成要素とを有している。第1及び第2カウンタギア対は、第1軸と遊星歯車装置の各構成要素とを連結するものであり、それぞれ異なる変速比を有している。複数の締結要素は、第1、第2、第3クラッチ及び第1、第2ブレーキを含み、動力伝達路を制御するために2個の要素が選択的に締結される。そして、遊星歯車装置の第1構成要素には第1クラッチ及び第1カウンタギア対を介して動力が入力され、遊星歯車装置の第2構成要素には第2クラッチ及び第2カウンタギア対を介して動力が入力され、遊星歯車装置の第4構成要素には第3クラッチ及び第2カウンタギア対を介して動力が入力され、遊星歯車装置の第3構成要素Cは出力軸に接続され、第1ブレーキは第2構成要素の回転を制動するように設けられ、第1、第2、第3クラッチ及び第1、第2ブレーキのいずれか2個を選択的に締結することにより7種の変速段を得る。

【0016】この自動変速装置では、エンジン側からの動力が第1軸に入力され、さらにカウンタギア対を介して第2軸に伝達され、遊星歯車装置で変速されて出力される。このとき、3つのクラッチ及び2つのブレーキのうちの2つを選択的に締結することによって、前進6速、後進1速の7種の変速段を有する変速装置が実現できる。

【0017】この前進6速、後進1速の自動変速装置においても、前記同様の作用効果が得られる。請求項5に係る自動変速装置は、エンジン側からの動力を出力軸に伝達する装置であって、第1軸と、第2軸と、遊星歯車装置と、第1、第2、第3カウンタギア対と、複数の締結要素とを備えている。第1軸はエンジン側から動力が入力される。第2軸は第1軸と平行に設けられている。遊星歯車装置は、第2軸に配置され、動力が入力される第1構成要素、第2構成要素及び第4構成要素と、動力

び第1カウンタギア対を介して動力が入力され、遊星歯車装置の第2構成要素には第2クラッチ及び第3カウンタギア対を介して動力が入力され、遊星歯車装置の第4構成要素には第3クラッチ及び第2カウンタギア対を介して動力が入力され、遊星歯車装置の第3構成要素は出力軸に接続され、第1ブレーキは第2構成要素の回転を制動するように設けられ、第1、第2、第3クラッチ及び第1、第2ブレーキのいずれか2個を選択的に締結することにより7種の変速段を得る。

【0018】この装置では、前記同様に、エンジン側からの動力が第1軸に入力され、カウンタギア対を介して第2軸に伝達され、遊星歯車装置で変速されて出力される。このとき、複数のクラッチ及びブレーキのうちの2つを選択的に締結することによって、前進6速、後進1速の7種の変速段を有する変速装置が実現できる。ここでは、前記同様の作用効果が得られるとともに、第3カウンタギア対をさらに設けたので、ギア比の設定の自由度が増す。

【0019】請求項6に係る自動変速装置は、請求項4又は5の装置において、第1ブレーキは第1構成要素の回転を制動するように設けられている。請求項7に係る自動変速装置は、請求項1から3のいずれかの装置において、第1遊星歯車列は、第1リングギアと、第1リングギアに噛み合う第1遊星ギアと、第1遊星ギアを支持する第1キャリアと、第1遊星ギアに噛み合う第1サンギアとを有している。また、第2遊星歯車列は、第1キャリアに連絡された第2リングギアと、第2リングギアに噛み合う第2遊星ギアと、第2遊星ギアを支持する第2キャリアと、第2遊星ギアに噛み合うとともに第1サンギアに連絡された第2サンギアとを有している。そして、第1構成要素は第1リングギアであり、第2構成要素は第1キャリア及び第2リングギアであり、第3構成要素は第2キャリアであり、第4構成要素は第1及び第2サンギアである。

【0020】この装置では、エンジン側からの回転は、異なる2種の回転が第1リングギアに、1種の回転が第1キャリア及び第2リングギアに入力され、各遊星歯車列で変速されて第2キャリアから出力される。請求項8に係る自動変速装置は、請求項4から6のいずれかの装置において、第1遊星歯車列は、第1リングギアと、第1リングギアに噛み合う第1遊星ギアと、第1遊星ギアを支持する第1キャリアと、第1遊星ギアに噛み合う第1サンギアとを有している。また、第2遊星歯車列は、

(7)

特開2001-221301

11

1及び第2サンギアである。

【0021】この装置では、エンジン側からの回転は、1種の回転が第1キャリア及び第2リングギア、第1及び第2サンギアに、異なるもう1種の回転が第1リングギアに入力され、各遊星歯車列で変速されて第2キャリアから出力される。請求項9に係る自動变速装置は、請求項1から3のいずれかの装置において、第1遊星歯車列は、第1リングギアと、第1リングギアに噛み合う第1遊星ギアと、第1遊星ギアを支持する第1キャリアと、第1遊星ギアに噛み合う第1サンギアとを有している。また、第2遊星歯車列は、第1キャリアに連結された第2リングギアと、第2リングギアに噛み合う第2遊星ギアと、第2遊星ギアを支持するとともに第1リングギアに連結された第2キャリアと、第2遊星ギアに噛み合う第2サンギアとを有している。そして、第1構成要素は第1サンギアであり、第2構成要素は第1キャリア及び第2リングギアであり、第3構成要素は第1リングギア及び第2キャリアであり、第4構成要素は第2サンギアである。

【0022】この装置では、エンジン側からの回転は、異なる2種の回転が第1サンギアに、1種の回転が第1キャリア及び第2リングギアに入力され、各遊星歯車列で変速されて第1リングギア及び第2キャリアから出力される。請求項10に係る自動变速装置は、請求項4から6のいずれかの装置において、第1遊星歯車列は、第1リングギアと、第1リングギアに噛み合う第1遊星ギアと、第1遊星ギアを支持する第1キャリアと、第1遊星ギアに噛み合う第1サンギアとを有している。また、第2遊星歯車列は、第1キャリアに連結された第2リングギアと、第2リングギアに噛み合う第2遊星ギアと、第2遊星ギアを支持するとともに第1リングギアに連結された第2キャリアと、第2遊星ギアに噛み合う第2サンギアとを有している。そして、第1構成要素は第1サンギアであり、第2構成要素は第1キャリア及び第2リングギアであり、第3構成要素は第1リングギア及び第2キャリアであり、第4構成要素は第2サンギアである。

【0023】この装置では、エンジン側からの回転は、1種の回転が第1キャリア及び第2リングギア、第2サンギアに、異なるもう1種の回転が第1サンギアに入力され、各遊星歯車列で変速されて第1リングギア及び第2キャリアから出力される。請求項11に係る自動变速装置は、請求項1から3のいずれかの装置において、第

16

12

ングギアに連結された第2サンギアとを有している。そして、第1構成要素は第1リングギア及び第2サンギアであり、第2構成要素は第1及び第2キャリアであり、第3構成要素は第2リングギアであり、第4構成要素は第1サンギアである。

20

【0024】この装置では、エンジン側からの回転は、異なる2種の回転が第1リングギア及び第2サンギアに、1種の回転が第1及び第2キャリアに入力され、各遊星歯車列で変速されて第2リングギアから出力される。請求項12に係る自動变速装置は、請求項4から6のいずれかの装置において、第1遊星歯車列は、第1リングギアと、第1リングギアに噛み合う第1遊星ギアと、第1遊星ギアを支持する第1キャリアと、第1遊星ギアに噛み合う第1サンギアとを有している。また、第2遊星歯車列は、第2リングギアと、第2リングギアに噛み合う第2遊星ギアと、第2遊星ギアを支持するとともに第1キャリアに連結された第2キャリアと、第2遊星ギアに噛み合うとともに第1リングギアに連結された第2サンギアとを有している。そして、第1構成要素は第1リングギア及び第2サンギアであり、第2構成要素は第1及び第2キャリアであり、第3構成要素は第2リングギアであり、第4構成要素は第1サンギアである。

25

【0025】この装置では、エンジン側からの回転は、1種の回転が第1及び第2キャリア、第1サンギアに、異なるもう1種の回転が第1リングギア及び第2サンギアに入力され、各遊星歯車列で変速されて第2リングギアから出力される。請求項13に係る自動变速装置は、請求項1から3のいずれかの装置において、第1及び第2遊星歯車列は、共通リングギアと、共通リングギアに噛み合う共通遊星ギアと、共通遊星ギアに噛み合う第1サンギアと、共通遊星ギアに噛み合う小遊星ギアと、共通遊星ギア及び小遊星ギアを支持する共通キャリアと、小遊星ギアに噛み合う第2サンギアとを有している。そして、第1構成要素は第1サンギアであり、第2構成要素は共通キャリアであり、第3構成要素は共通リングギアであり、第4構成要素は第2サンギアである。

30

【0026】この装置では、エンジン側からの回転は、異なる2種の回転が第1サンギアに、1種の回転が共通キャリアに入力され、各遊星歯車列で変速されて共通リングギアから出力される。請求項14に係る自動变速装置は、請求項4から6のいずれかの装置において、第1及び第2遊星歯車列は、共通リングギアと、共通リングギアに噛み合う共通遊星ギアと、共通遊星ギアに噛み合

(8)

特開2001-221301

13

1種の回転が共通キャリア、第2サンギアに、もう1種の回転が第1サンギアに入力され、各遊星歯車列で変速されて共通リングギアから出力される。請求項15に係る自動変速装置は、請求項1から3のいずれかの装置において、第1及び第2遊星歯車列は、共通リングギアと、共通リングギアに噛み合う共通遊星ギアと、共通遊星ギアに噛み合う第1サンギアと、共通遊星ギアに噛み合う小遊星ギアと、共通遊星ギア及び小遊星ギアを支持する共通キャリアと、小遊星ギアに噛み合う第2サンギアとを有している。そして、第1構成要素は第2サンギアであり、第2構成要素は共通リングギアであり、第3構成要素は共通キャリアであり、第4構成要素は第1サンギアである。

【0028】この装置では、エンジン側からの回転は、異なる2種の回転が第2サンギアに、1種の回転が共通リングギアに入力され、各遊星歯車列で変速されて共通キャリアから出力される。請求項16に係る自動変速装置は、請求項4から6のいずれかの装置において、第1及び第2遊星歯車列は、共通リングギアと、共通リングギアに噛み合う共通遊星ギアと、共通遊星ギアに噛み合う第1サンギアと、共通遊星ギアに噛み合う小遊星ギアと、共通遊星ギア及び小遊星ギアを支持する共通キャリアと、小遊星ギアに噛み合う第2サンギアとを有している。そして、第1構成要素は第2サンギアであり、第2構成要素は共通リングギアであり、第3構成要素は共通キャリアであり、第4構成要素は第1サンギアである。

【0029】この装置では、エンジン側からの回転は、1種の回転が共通リングギア、第1サンギアに、もう1種の回転が第2サンギアに入力され、各遊星歯車列で変速されて共通キャリアから出力される。請求項17に係る自動変速装置は、請求項1から16のいずれかの装置において、第1遊星歯車列の入力側に設けられ、インペラ、ターピン及びステータを有する流体離合部をさらに備えている。

【0030】

【発明の実施の形態】1. 前進5速・後進2速自動変速装置

【変速機の構成1】図7(a)～(e)に、カウンタギア対、クラッチ、ブレーキ及び遊星歯車列を含む変速機の構成を示す。

【0031】これらの図において、遊星歯車列11、12は入力軸(第1軸)11と平行に配置された第2軸に設けられている。ここでは、遊星歯車列11、12にお

14

るとともに、カウンタギア対Y及びクラッチCA2を通して構成要素Aに連結され、さらにカウンタギア対Y及びクラッチCB1を通して第2軸側の構成要素Bに連結されている。

【0032】さらに、構成要素Bの回転を制動するためブレーキBBが設けられ、構成要素Dの回転を制動するためブレーキBDが設けられている。以下、各図に示された変速機の構成を詳細に説明する。

<構成1-第1形態>図7(a)に示す第1形態では、16 变速機は、2つのシンプル遊星歯車列11、12を有している。各遊星歯車列11、12は、それぞれ、リングギアR1、R2と、リングギアR1、R2に噛み合う複数の遊星ギアP1、P2と、遊星ギアP1、P2を回転自在に支持するキャリアQ1、Q2と、遊星ギアP1、P2に噛み合うサンギアS1、S2とを有している。そして、第1キャリアQ1は第2リングギアR2に連結され、第1サンギアS1と第2サンギアS2とが連結され、第2キャリアQ2は変速機の出力となっている。

【0033】ここでは、第1リングギアR1が構成要素A、第1キャリアQ1及びこれに連結された第2リングギアR2が構成要素B、第2キャリアQ2が構成要素C、第1サンギアS1及びこれに連結された第2サンギアS2が構成要素Dである。

<構成1-第2形態>図7(b)に示す第2形態では、第1形態同様に、変速機は、2つのシンプル遊星歯車列11、12を有しており、各遊星歯車列11、12の構成部材は同じである。そして、第1キャリアQ1と第2リングギアR2とが連結され、第1リングギアR1は第2キャリアQ2に連結されて出力となっている。

【0034】ここでは、第1サンギアS1が構成要素A、第1キャリアQ1及びこれに連結された第2リングギアR2が構成要素B、第1リングギアR1及びこれに連結された第2キャリアQ2が構成要素C、第2サンギアS2が構成要素Dである。

<構成1-第3形態>図7(c)に示す第3形態では、第1形態同様に、変速機は、2つのシンプル遊星歯車列11、12を有しており、各遊星歯車列11、12の構成部材は同じである。そして、第1キャリアQ1と第2キャリアQ2とが連結され、第1リングギアR1と第2サンギアS2とが連結され、第2リングギアR2が出力となっている。

【0035】ここでは、第1リングギアR1及びこれに連結された第2サンギアS2が構成要素A、第1キャリ

(9)

特開2001-221301

15

ギアRcと、共通リングギアRcに噛み合う共通遊星ギアPcと、共通遊星ギアPcに噛み合う小遊星ギアPsと、共通遊星ギアPc及び小遊星ギアPsを支持する共通キャリアQcと、共通遊星ギアPcに噛み合う第1サンギアS1と、小遊星ギアPsに噛み合う第2サンギアS2とを有している。そして、共通リングギアRcが出力となっている。

【0036】ここでは、第1サンギアS1が構成要素A、共通キャリアQcが構成要素B、共通リングギアRcが構成要素C、第2サンギアS2が構成要素Dである。

<構成1-第5形態>図7(e)に示す第5形態では、第4形態同様に、遊星ギアを共有したシンプル遊星歯車列11及びダブル遊星ギアのダブル遊星歯車列12を有している。そして、共通キャリアQcが出力となっている。

【0037】ここでは、第2サンギアS2が構成要素A、共通リングギアRcが構成要素B、共通キャリアQcが構成要素C、第1サンギアS1が構成要素Dである。

[構成1-速度線図]図7に示した第1形態~第4形態に示した構成の速度線図は、すべて同様であり、これらの各形態の特性を、図8を参照しながら説明する。

【0038】図8は各变速段における締結要素の制御内容及び速度線図を示している。速度線図は、縦軸は回転速度を示し、横軸は構成要素A、B、C、Dの各位置を示している。横軸の位置は、各要素間の減速比によって決まるものである。なお、横軸におけるA、B、C、Dは、それぞれ図7における構成要素A、B、C、Dを示している。

【0039】<前進第1速>前進第1速では、クラッチCA1をオン(伝達状態)するとともに、ブレーキBDをオン(制動)する。また、それ以外の締結要素、すなわちクラッチCA2、CB1とブレーキBBとをオフ(駆動遮断、ブレーキ開放)する。これにより、第1軸10からの回転は、クラッチCA1及びカウンタギア対Xを介して構成要素Aに入力されるとともに、構成要素Dの回転が停止させられる。

【0040】このような前進第1速では、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて遊星歯車列11、12の構成要素Aに入力され、遊星歯車列11、12で減速されて構成要素Cから出力される。また、構成要素Dの回転は「0」である。したがって、前進第1

(9)

16

ラッチCA2を介して前記同様に構成要素Aに入力される。また、構成要素Dの回転が停止させられる。

【0042】このような前進第2速では、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて遊星歯車列11、12の構成要素Aに入力され、遊星歯車列11、12で減速されて構成要素Cから出力される。また、構成要素Dの回転は「0」である。したがって、前進第2速の速度線図は、図8の「2nd」の特性で示すように、構成要素Aの回転速度S2と構成要素Dの回転速度「0」とを結ぶ直線となる。

【0043】<前進第3速>前進第3速の場合は、クラッチCB1及びブレーキBDをオンするとともに、クラッチCA1、CA2、ブレーキBBをオフする。これにより、第1軸10からの回転はカウンタギア対Y及びクラッチCB1を介して構成要素Bに入力される。また、構成要素Dの回転が停止させられる。

【0044】このような前進第3速では、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて遊星歯車列11、12の構成要素Bに入力され、遊星歯車列11、12で減速されて構成要素Cから出力される。また、構成要素Dの回転は「0」である。したがって、前進第3速の速度線図は、図8の「3rd」の特性で示すように、構成要素Bの回転速度S3と構成要素Dの回転速度「0」とを結ぶ直線となる。

【0045】<前進第4速>前進第4速の場合は、クラッチCA2、CB1をオンするとともに、クラッチCA1、ブレーキBB、BDをオフする。これにより、第1軸10からの回転はカウンタギア対Y、クラッチCA2、CB1を介して構成要素A及びBに入力される。

【0046】ここでは、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて遊星歯車列11、12の構成要素A及びBに入力され、したがって遊星歯車列11、12は一体となって回転する。このため、前進第4速の速度線図は、図8の「4th」の特性で示すように、構成要素A、Bの回転速度S2、S3が各部において維持されたような直線となる。

【0047】<前進第5速>前進第5速の場合は、クラッチCA1、CB1をオンするとともに、クラッチCA2、ブレーキBB、BDをオフする。これにより、第1軸10からの回転は、クラッチCA1及びカウンタギア対Xを介して構成要素Aに入力されるとともに、カウンタギア対Y及びクラッチCB1を介して構成要素Bに入力される。

(10)

特開2001-221301

17

18

要素Aの回転速度S1と構成要素Bの回転速度S3とを結ぶ直線となる。

【0049】<後進第1速>後進第1速では、クラッチCA1及びブレーキBBをオンするとともに、クラッチCA2, CB1とブレーキBDとをオフする。これにより、第1軸10からの回転は、クラッチCA1及びカウンタギア対Xを介して構成要素Aに入力されるとともに、構成要素Bの回転が停止させられる。

【0050】このような後進第1速では、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて遊星歯車列11, 12の構成要素Aに入力され、遊星歯車列11, 12で減速されて構成要素Cから出力される。また、構成要素Bの回転は「0」である。したがって、後進第1速の速度線図は、図8の「Rev1」の特性で示すように、構成要素Aの回転速度S1と構成要素Bの回転速度「0」とを結ぶ直線となる。

【0051】<後進第2速>後進第2速では、クラッチCA2及びブレーキBBをオンするとともに、クラッチCA1, CB1とブレーキBDとをオフする。これにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Y及びクラッチCA2を介して構成要素Aに入力されるとともに、構成要素Bの回転が停止させられる。

【0052】このような後進第2速では、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて遊星歯車列11, 12の構成要素Aに入力され、遊星歯車列11, 12で減速されて構成要素Cから出力される。また、構成要素Bの回転は「0」である。したがって、後進第2速の速度線図は、図8の「Rev2」の特性で示すように、構成要素Aの回転速度S2と構成要素Bの回転速度「0」とを結ぶ直線となる。

【0053】[構成1の作用効果] このような構成では、前進4速・後進1速の従来装置において1種のみの変速域にしか用いないブレーキ(図3参照: BA)を有する構成要素Aに対して、ブレーキの代わりにクラッチCA1を介して構成要素Aに回転を入力することによって、前進第1速、第5速及び後進第1速の新しい変速域が生じる。また、遊星歯車列の構成要素Aへの入力回転を、2組のカウンタギア対X, Yを設けて2種とすることにより新たな変速域が2個増え、変速比の段間差が小さいクロス化された前進5速・後進2速の変速線図を実現できる。

【0054】また、従来の前進5速の自動変速装置では、1組のカウンタギア対によって第1軸と第2軸とを

のトルク及び回転容置を大きくする必要がある。

【0055】これに対して図7に示した構成では、カウンタギア対は入力トルク及び入力回転をそのまま伝達するために、カウンタギア対の各ギア及び歯受を小さくすることが可能になる。また、これらのカウンタギア対で第1軸から第2軸に減速して回転を伝達できるために、遊星歯車列の各構成要素の回転数を低くすることができます。ギア効率が向上するとともに、クラッチ及びブレーキの摩擦部材の相対回転を下げることができる。このため、変速装置そのものの効力損失を低下することができる。

【0056】[構成1の变形例] 図7では、遊星歯車列の構成要素Aに追結される2つのクラッチのうち、クラッチCA1を第1軸10に、クラッチCA2を第2軸に配置したが、クラッチCA1を第2軸に配置してもよい。

[第1実施形態：構成1-第1形態の実施例] 本発明の第1実施形態による自動変速装置の概略模式図を図9に示す。

【0057】この自動変速装置は、図7(a)に示された変速機の構成を利用したものであり、エンジンから動力が入力される流体総手部としてのトルクコンバータ20と、トルクコンバータ20の出力側に設けられた変速機30とを有している。これらのトルクコンバータ20と変速機30とはハウジング40内に収納されている。

【0058】トルクコンバータ20は、トルクコンバータ本体21と、エンジンからの動力を直接出力側に伝達するためのロックアップクラッチ装置22とを有している。トルクコンバータ本体21は、エンジンの出力部に

30 連結されるフロントカバー23と、フロントカバー23に追結されるインペラ24と、インペラ24に軸方向に對向するターピン25と、それらの内周側部分の間に配置されたステータ26とを有している。なお、ステータ26は、ワンウェイクラッチ27を介してハウジング40に固定されている。

【0059】変速機30は、ターピン25の出力側に連結された第1軸10と、第1軸10と平行に配置された第2軸31と、第2軸31のさらに出力側に第1軸10と平行に配置された出力軸32とを有している。そして、第1軸10には、2組のカウンタギア対X, Yのそれぞれの一方のギヤZX1, ZY1と、クラッチCA1とが配置されている。また第2軸31側には、遊星歯車列11, 12と、クラッチCA2, CB1と、ブレーキ

(11)

特開2001-221301

19

した場合、

$$\alpha X = Z_{X2}/Z_{X1}$$

$$\alpha Y = Z_{Y2}/Z_{Y1}$$

である。

【0061】また、遊星歯車列11、12の減速比 ρ_1 、 ρ_2 は、第1サンギアS1の歯数を Z_{S1} 、第2リングギアR1の歯数を Z_{R1} 、第2サンギアS2の歯数を Z_{S2} 、第2リングギアR2の歯数を Z_{R2} とした場合、

$$\rho_1 = Z_{S1}/Z_{R1}$$

$$\rho_2 = Z_{S2}/Z_{R2}$$

である。

【0062】この実施形態では、前記各変速比は、 $\alpha X = 1.9$ 、 $\alpha Y = 1.2$ で、 $\rho_1 = 0.45$ 、 $\rho_2 = 0.35$ に設定されている。次に各変速段の変速比について説明する。なお、各変速段における締結要素のオン、オフ制御及び速度線図については、図8で説明した制御と全く同様であるので、ここでは詳細の説明を省略する。

【0063】<前進第1速>前進第1速では、クラッチCA1及びブレーキBDをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第1リングギアR1（構成要素A）に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて第2キャリアQ2（構成要素C）から出力される。この場合の速度線図は、図8の「1st」の特性と基本的に同様であり、具体的には、図10の「1st」で示すようになる。また、変速比は、図11に示すように、

$$(1 + \rho_1) (1 + \rho_2) \alpha X$$

となり、具体的には「3.72」となる。なお、ここでの変速比は第2軸31の出力部分での変速比であり、以下の変速段についても同様である。

【0064】<前進第2速>前進第2速の場合は、クラッチCA2及びブレーキBDをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第1リングギアR1に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて第2キャリアCから出力される。この場合の速度線図は、図10の「2nd」で示すようになる。また、変速比は、図11に示すように、

$$(1 + \rho_1) (1 + \rho_2) \alpha Y$$

となり、具体的には「2.35」となる。

【0065】<前進第3速>前進第3速の場合は、クラッチCB1及びブレーキBDをオンすることにより、第

20

20

となり、具体的には「1.62」となる。

【0066】<前進第4速>前進第4速の場合は、クラッチCA2、CB1をオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第1リングギアR1、第1キャリアQ1及び第2リングギアR2に入力され、遊星歯車列11、12は一体となって回転する。この場合の速度線図は、図10の「4th」で示すようになる。また、変速比は、図11に示すように、 αY

19

となり、具体的には「1.2」となる。

【0067】<前進第5速>前進第5速の場合は、クラッチCA1、CB1をオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第1リングギアR1に入力されるとともに、カウンタギア対Yで減速されて第1キャリアQ1及び第2リングギアR2に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて第2キャリアQ2から出力される。この場合の速度線図は、図10の「5th」で示すようになる。また、変速比は、図11に示すように、

$$\rho_1 (1 + \rho_2) \alpha X \alpha Y / ((1 + \rho_1 \rho_2 + \rho_2) \alpha X - \rho_2 \alpha X)$$

となり、具体的には「0.99」となる。

【0068】<後進第1速>後進第1速では、クラッチCA1及びブレーキBBをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第1リングギアR1に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて第2キャリアQ2から出力される。この場合の速度線図は、図10の「Rev1」で示すようになる。また、変速比は、図11に示すように、

$$\rho_1 (1 + \rho_2) \alpha X / \rho_2$$

となり、具体的には、「3.3」となる。

【0069】<後進第2速>後進第2速では、クラッチCA2及びブレーキBBをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第1リングギアR1に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて第2キャリアQ2から出力される。この場合の速度線図は、図10の「Rev2」で示すようになる。また、変速比は、図11に示すように、

$$\rho_1 (1 + \rho_2) \alpha Y / \rho_2$$

となる。

【0070】このような実施形態の自動変速装置では、締結要素が5個となり、構成が簡単で製造コストが安価になる。また、変速比をクロス化することが容易にな

(12)

特開2001-221301

21

【0071】この実施形態では、カウンタギア対と遊星歯車列の各変速比は、 $\alpha X = 1.85$ 、 $\alpha Y = 1.2$ で、 $\rho 1 = 0.6$ 、 $\rho 2 = 0.38$ に設定されている。次に各変速段の変速比について説明する。なお、各変速段における締結要素のオン、オフ制御及び速度線図については、図8で説明した制御と全く同様であるので、ここでは詳細の説明を省略する。

【0072】<前進第1速>前進第1速では、クラッチCA1及びブレーキBDをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第1サンギアS1（構成要素A）に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて第1リングギアR1及びこれに連結された第2キャリアQ2（構成要素C）から出力される。以下の各変速段についても、出力部は同じである。この場合の速度線図は、具体的には、図13（基本的には図8と同じ）の「1st」で示すようになる。また、変速比は、図14に示すように、

$$(\rho 1 + \rho 1 \rho 2 + \rho 2) \alpha X / \rho 1$$

となり、具体的には「3.72」となる。なお、ここでの変速比は、前記同様に、第2軸31の出力部分での変速比である。

【0073】<前進第2速>前進第2速の場合は、クラッチCA2及びブレーキBDをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第1サンギアS1に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図13の「2nd」で示すようになる。また、変速比は、図14に示すように、

$$(\rho 1 + \rho 1 \rho 2 + \rho 2) \alpha Y / \rho 1$$

となり、具体的には「2.42」となる。

【0074】<前進第3速>前進第3速の場合は、クラッチCB1及びブレーキBDをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第1キャリアQ1及び第2リングギアR2（構成要素B）に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図13の「3rd」で示すようになる。また、変速比は、図14に示すように、

$$(1 + \rho 2) \alpha Y$$

となり、具体的には「1.66」となる。

【0075】<前進第4速>前進第4速の場合は、クラッチCA2、CB1をオンすることにより、遊星歯車列11、12は一体となって回転する。この場合の速度線

22

速されて第1キャリアQ1及び第2リングギアR2に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図13の「5th」で示すようになる。また、変速比は、図14に示すように、 $\alpha X \alpha Y / \{ (1 + \rho 1) \alpha X - \rho 1 \alpha Y \}$ となり、具体的には「0.99」となる。

【0077】<後進第1速>後進第1速では、クラッチCA1及びブレーキBBをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第1サンギアS1に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図13の「Rev1」で示すようになる。また、変速比は、図14に示すように、

$$\alpha X / \rho 1$$

となり、具体的には、「3.08」となる。

【0078】<後進第2速>後進第2速では、クラッチCA2及びブレーキBBをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第1サンギアS1に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図13の「Rev2」で示すようになる。また、変速比は、図14に示すように、

$$\alpha Y / \rho 1$$

となり、具体的には「2.0」となる。

【0079】[第3実施形態：構成I-第3形態の実施例] 本発明の第3実施形態による自動変速装置の概略模式図を図15に示す。この自動変速装置は、図7(c)に示された変速機の構成を利用したものであり、基本的な構成は第1実施形態と同様である。そして、変速機に関する部分のみが異なるが、この変速機に関する部分の構成は図7(c)と同様である。

【0080】この実施形態では、カウンタギア対と遊星歯車列の各変速比は、 $\alpha X = 1.0$ 、 $\alpha Y = 1.2$ で、 $\rho 1 = \rho 2 = 0.5$ に設定されている。次に各変速段の変速比について説明する。なお、各変速段における締結要素のオン、オフ制御及び速度線図については、図8で説明した制御と全く同様であるので、ここでは詳細の説明を省略する。

【0081】<前進第1速>前進第1速では、クラッチCA1及びブレーキBDをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第1リングギアR1及び第2サンギアS2（構成要素A）に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて第2リン

(13)

23

変速比は、前記同様に、第2軸31の出力部分での変速比である。

【0082】<前進第2速>前進第2速の場合は、クラッチCA2及びブレーキBDをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第1リングギアR1及び第2サンギアS2に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図16の「2nd」で示すようになる。また、変速比は、図17に示すように、

$$(1 + \rho_1) \alpha Y / (1 - \rho_1 \rho_2)$$

となり、具体的には「2. 4」となる。

【0083】<前進第3速>前進第3速の場合は、クラッチCB1及びブレーキBDをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第1及び第2キャリアQ1、Q2（構成要素B）に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図16の「3rd」で示すようになる。また、変速比は、図17に示すように、

$$\alpha Y / (1 - \rho_1 \rho_2)$$

となり、具体的には「1. 6」となる。

【0084】<前進第4速>前進第4速の場合は、クラッチCA2、CB1をオンすることにより、遊星歯車列11、12は一体となって回転する。この場合の速度線図は、図16の「4th」で示すようになる。また、変速比は、図17に示すように、

$$\alpha Y$$

となり、具体的には「1. 2」となる。

【0085】<前進第5速>前進第5速の場合は、クラッチCA1、CB1をオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第1リングギアR1及び第2サンギアS2に入力されるとともに、カウンタギア対Yで減速されて第1及び第2キャリアQ1、Q2に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図16の「5th」で示すようになる。また、変速比は、図17に示すように、

$$\alpha X \alpha Y / ((1 + \rho_2) \alpha X - \rho_2 \alpha Y)$$

となり、具体的には「1. 0」となる。

【0086】<後進第1速>後進第1速では、クラッチCA1及びブレーキBBをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第1リングギアR1及び第2サンギアS2に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の

(13)

特開2001-221301

24

リングギアR1及び第2サンギアS2に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図16の「Rev2」で示すようになる。また、変速比は、図17に示すように、

$$\alpha Y / \rho_2$$

となり、具体的には「2. 4」となる。

【0088】[第4実施形態：構成I-第4形態の実施例] 本発明の第4実施形態による自動変速装置の概略模式図を図18に示す。この自動変速装置は、図7(d)に示された変速機の構成を利用したものであり、基本的な構成は第1実施形態と同様である。そして、変速機に関する部分のみが異なるが、この変速機に関する部分の構成は図7(d)と同様である。

【0089】この実施形態では、カウンタギア対と遊星歯車列の各変速比は、 $\alpha X = 2. 0$ 、 $\alpha Y = 1. 2$ で、 $\rho_1 = 0. 55$ 、 $\rho_2 = 0. 3$ に設定されている。次に各変速段の変速比について説明する。なお、各変速段における総括要素のオン、オフ制御及び速度線図については、図8で説明した制御と全く同様であるので、ここでは詳細の説明を省略する。

【0090】<前進第1速>前進第1速では、クラッチCA1及びブレーキBDをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第1サンギアS1（構成要素A）に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて共通リングギアRc（構成要素C）から出力される。以下の各変速段についても、出力部は同じである。この場合の速度線図は、具体的には、図19（基本的には図8と同じ）の「1st」で示すようになる。また、変速比は、図20に示すように、

$$(\rho_1 + \rho_2) \alpha X / \rho_1 (1 - \rho_2)$$

となり、具体的には「4. 41」となる。なお、ここでの変速比は、前記同様に、第2軸31の出力部分での変速比である。

【0091】<前進第2速>前進第2速の場合は、クラッチCA2及びブレーキBDをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第1サンギアS1に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図19の「2nd」で示すようになる。また、変速比は、図20に示すように、

$$(\rho_1 + \rho_2) \alpha Y / \rho_1 (1 - \rho_2)$$

となり、具体的には「2. 65」となる。

【0092】<前進第3速>前進第3速の場合は、クラ

(14)

特開2001-221301

25

となり、具体的には「1. 71」となる。

【0093】<前進第4速>前進第4速の場合は、クラッチCA2, CB1をオンすることにより、遊星齒車列11, 12は一体となって回転する。この場合の速度線図は、図19の「4 th」で示すようになる。また、変速比は、図20に示すように、

 αY

となり、具体的には「1. 2」となる。

【0094】<前進第5速>前進第5速の場合は、クラッチCA1, CB1をオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第1サンギアS1に入力されるとともに、カウンタギア対Yで減速されて共通キャリアQcに入力され、遊星齒車列11, 12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図19の「5 th」で示すようになる。また、変速比は、図20に示すように、

 $\alpha X \alpha Y / ((1 + \rho 1) \alpha X - \rho 1 \alpha Y)$

となり、具体的には「0. 98」となる。

【0095】<後進第1速>後進第1速では、クラッチCA1及びブレーキBDをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第1サンギアS1に入力され、遊星齒車列11, 12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図19の「Rev1」で示すようになる。また、変速比は、図20に示すように、

 $\alpha X / \rho 1$

となり、具体的には「3. 64」となる。

【0096】<後進第2速>後進第2速では、クラッチCA2及びブレーキBDをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第1サンギアS1に入力され、遊星齒車列11, 12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図19の「Rev2」で示すようになる。また、変速比は、図20に示すように、

 $\alpha Y / \rho 1$

となり、具体的には「2. 18」となる。

【0097】〔第5実施形態：構成I-第5形態の実施例〕本発明の第5実施形態による自動変速装置の概略模式図を図21に示す。この自動変速装置は、図7(e)に示された変速機の構成を利用したものであり、基本的な構成は第1実施形態と同様である。そして、変速機に関する部分のみが異なるが、この変速機に関する部分の構成は図7(e)と同様である。

26

【0099】<前進第1速>前進第1速では、クラッチCA1及びブレーキBDをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第2サンギアS2（構成要素A）に入力され、遊星齒車列11, 12で減速されて共通キャリアQc（構成要素C）から出力される。以下の各変速段についても、出力部は同じである。この場合の速度線図は、具体的には、図22（基本的には図8と同じ）の「1st」で示すようになる。また、変速比は、図23に示すように、

 $(\rho 1 + \rho 2) \alpha X / \rho 2$

となり、具体的には「4. 29」となる。なお、ここでの変速比は、前記同様に、第2軸31の出力部分での変速比である。

【0100】<前進第2速>前進第2速の場合は、クラッチCA2及びブレーキBDをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第2サンギアS2に入力され、遊星齒車列11, 12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図22の「2nd」で示すようになる。また、変速比は、図23に示すように、

 $(\rho 1 + \rho 2) \alpha Y / \rho 2$

となり、具体的には「2. 57」となる。

【0101】<前進第3速>前進第3速の場合は、クラッチCB1及びブレーキBDをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて共通リングギアRc（構成要素B）に入力され、遊星齒車列11, 12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図22の「3rd」で示すようになる。また、変速比は、図23に示すように、

 $(1 + \rho 1) \alpha Y$

となり、具体的には「1. 68」となる。

【0102】<前進第4速>前進第4速の場合は、クラッチCA2, CB1をオンすることにより、遊星齒車列11, 12は一体となって回転する。この場合の速度線図は、図22の「4th」で示すようになる。また、変速比は、図23に示すように、

 αY

となり、具体的には「1. 2」となる。

【0103】<前進第5速>前進第5速の場合は、クラッチCA1, CB1をオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第2サンギアS2に入力されるとともに、カウンタギア対Yで減速されて共通リングギアRcに入力され、遊星齒車列11, 12は一体となって回転する。この場合の速度線図は、図22の「5th」で示すようになる。また、変速比は、図23に示すように、

(15)

特開2001-221301

27

10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第2サンギアS2に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図22の「Rev1」で示すようになる。また、変速比は、図23に示すように。

$$(1 - \rho_2) \alpha X / \rho_2$$

となり、具体的には「3.71」となる。

【0105】<後進第2速>後進第2速では、クラッチCA2及びブレーキB2をオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第2サンギアS2に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図22の「Rev2」で示すようになる。また、変速比は、図23に示すように。

$$(1 - \rho_2) \alpha Y / \rho_2$$

となり、具体的には「2.23」となる。

【変速機の構成II】図24(a)～(e)に、カウンタギア対、クラッチ、ブレーキ及び遊星歯車列を含む変速機の別の基本的構成を示す。

【0106】これらの図において、遊星歯車列11、12は入力軸(第1軸)10と平行に配置された第2軸に設けられている。また、遊星歯車列11、12における動力伝達のための各構成要素を構成要素A、B、C、Dで示している。構成要素Aと第1軸10との間にはクラッチCA1及びクラッチCA2が設けられ、構成要素Bと第1軸10との間にはクラッチCB1が設けられている。各クラッチCA1、CA2、CB1は第1軸10側に設けられている。そして、第1軸10は、クラッチCA1及びカウンタギア対Xを介して第2軸側の構成要素Aに連結されるとともに、クラッチCA2及びカウンタギア対Yを介して構成要素Aに連結され、さらにクラッチCB1及びカウンタギア対Zを介して第2軸側の構成要素Bに連結されている。

【0107】さらに、構成要素Bの回転を制動するためにブレーキB3が設けられ、構成要素Dの回転を制動するためにブレーキBDが設けられている。これらの図24(a)～(e)に示された変速機の構成は、

- (i) クラッチCA2を第1軸10側に配置し、このクラッチCA2をカウンタギア対Yを介して遊星歯車列11、12の構成要素Aに連結したこと。
 - (ii) クラッチCB1を第1軸10側に配置し、このクラッチCB1をカウンタギア対Zを介して遊星歯車列11、12の構成要素Bに連結したこと。
- が前述の構成I

28

る。速度線図は、前記同様に、縦軸は回転速度を示し、横軸は構成要素A、B、C、Dの各位置を示している。横軸におけるA、B、C、Dは、それぞれ図24における構成要素A、B、C、Dを示している。

【0109】ここで、図7に示された構成と図24に比較された構成では、前述のように、クラッチCA2及びクラッチCB1の配置が異なるが、締結要素のオン、オフ制御の内容は、図8と図25とを比較して明らかに同じである。また、速度線図については、クラッチCA2をオンした場合(前進第2速、前進第4速及び後進第2速)の構成要素Aの回転速度が、カウンタギア対Yによって減速される点が異なるのみで、他は同じである。

【0110】[構成IIの作用効果]このような構成では、3組のカウンタギア対を設けたので、遊星歯車列の構成要素A、Bに入力する回転数を異ならせることができる。したがって、変速比の設定の自由度が増す。また、構成Iと同様に、構成が複雑となるがカウンタギア対の各ギア及び軸受のトルク及び回転容量を小さくすることが可能になる。また、遊星歯車列のギア効率が向上するとともに、クラッチ及びブレーキの摩擦部材の相対回転を下げるためには変速装置そのものの動力損失を低下することができる。

【0111】[構成IIの変形例]図24では、第1軸10に3つのクラッチCA1、CA2、CB1を配置したが、これらのクラッチを第2軸に配置してもよいし、2つの軸に分散して配置してもよい。

【第6実施形態：構成II-第1形態の実施例】本発明の第6実施形態による自動変速装置の概略模式図を図26に示す。

【0112】この自動変速装置は、図24(a)に示された変速機の構成を利用したものであり、エンジンから動力が入力される液体離手部としてのトルクコンバータ20と、トルクコンバータ20の出力側に設けられた変速機50とを有している。これらのトルクコンバータ20と変速機50とはハウシング40内に収納されている。

【0113】トルクコンバータ20の構成及び変速機50における第2軸31から出力側の構成は、前記各実施形態と同様である。そして、この実施形態では、変速機50における各カウンタギア対X、Y、Z及び各クラッチCA1、CA2、CB1の構成のみが異なる。すなわち、この実施形態では、第1軸10に3つのクラッチC

(15)

特開2001-221301

29

Y、Zの一方のギアと噛み合う他方のギアZX2、ZY2、ZZ2が回転自在に配置されている。

【0114】この実施形態における3組のカウンタギア対X、Y、Zの減速比 αX 、 αY 、 αZ は、ギアZX1、ZX2、ZY1、ZY2、ZZ1、ZZ2の歯数をそれぞれZX1、ZX2、ZY1、ZY2、ZZ1、ZZ2とした場合。

$$\alpha X = ZX2 / ZX1$$

$$\alpha Y = ZY2 / ZY1$$

$$\alpha Z = ZZ2 / ZZ1$$

である。

【0115】また、遊星歯車列11、12の減速比 $\rho 1$ 、 $\rho 2$ は、前記同様に

$$\rho 1 = ZS1 / ZR1$$

$$\rho 2 = ZS2 / ZR2$$

である。この実施形態では、前記各変速比は、 $\alpha X = 2.1$ 、 $\alpha Y = 1.3$ 、 $\alpha Z = 1.25$ で、 $\rho 1 = 0.45$ 、 $\rho 2 = 0.35$ に設定されている。

【0116】次に各変速段の変速比について説明する。なお、各変速段における締結要素のオン、オフ制御及び速度線図については、図25(図8)で説明した制御と全く同様であるので、ここでは詳細の説明を省略する。
【前進第1速】<前進第1速>第1実施形態と同様であり、クラッチCA1及びブレーキBDをオンすることにより、図27の「1st」で示すような特性の速度線図となる。また、変速比は、図28に示すように、

$$(1 + \rho 1) (1 + \rho 2) \alpha X$$

となり、具体的には「4.11」となる。

【0117】<前進第2速>第1実施形態と同様であり、クラッチCA2及びブレーキBDをオンすることにより、図27の「2nd」で示す特性となる。また、変速比は、図28に示すように、

$$(1 + \rho 1) (1 + \rho 2) \alpha Y$$

となり、具体的には「2.54」となる。

【0118】<前進第3速>クラッチCB1及びブレーキBDをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対2で減速されて第1キャリアQ1及び第2リングギアR2(構成要素B)に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて第2キャリアQ2から出力される。この場合の速度線図は、図27の「3rd」で示すようになる。また、変速比は、図28に示すように、

$$(1 + \rho 2) \alpha Z$$

30

Q2から出力される。この場合の速度線図は、図27の「4th」で示すようになる。また、変速比は、図28に示すように、

$$\rho 1 (1 + \rho 2) \alpha Y \alpha Z / \{ (\rho 1 + \rho 1 \rho 2 + \rho 2) \alpha 1 - \rho 2 \alpha 2 \}$$

となり、具体的には「1.22」となる。

【0120】<前進第5速>クラッチCA1、CB1をオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第1リングギアR1に入力されるとともに、カウンタギア対2で減速されて第1キャリアQ1及び第2リングギアR2に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて第2キャリアQ2から出力される。この場合の速度線図は、図27の「5th」で示すようになる。また、変速比は、図28に示すように、

$$\rho 1 (1 + \rho 2) \alpha X \alpha Z / \{ (1 + \rho 1 \rho 2 + \rho 2) \alpha X - \rho 2 \alpha Z \}$$

となり、具体的には「1.01」となる。

【0121】<後進第1速>第1実施形態と同様であり、クラッチCA1及びブレーキBBをオンすることにより、速度線図は図27の「Rev1」で示すようになる。また、変速比は、図28に示すように、

$$\rho 1 (1 + \rho 2) \alpha X / \rho 2$$

となり、具体的には「3.65」となる。

【0122】<後進第2速>第1実施形態と同様に、クラッチCA2及びブレーキBBをオンすることにより、速度線図は図27の「Rev2」で示すようになる。また、変速比は、図28に示すように、

$$\rho 1 (1 + \rho 2) \alpha Y / \rho 2$$

となり、具体的には「2.26」となる。

【0123】[他の実施形態]図24に示したらつの基本的構成のそれについて、第6実施形態と同様に前輪駆動用の自動変速装置として具体的に実施が可能である。しかし、これらの各実施例は、基本的に第1実施形態～第5実施形態と同様である。したがって、図24(b)～(e)に対応する各実施形態の説明は省略する。

II. 前進6速・後進1速自動変速装置

[変速機の構成III]図29(a)～(e)に、カウンタギア対、クラッチ、ブレーキ及び遊星歯車列を含む変速機の別の基本的構成を示す。

【0124】これらの図において、遊星歯車列11、12は入力軸(第1軸)10と平行に配置された第2軸に設けられている。そして、遊星歯車列11、12における駆動伝達のための各構成要素を、構成要素A、B、

(17)

特開2001-221301

31

チCB1を介して第2軸側の構成要素Bに連結され、さらにカウンタギア対Y及びクラッチCD1を介して第2軸側の構成要素Dに連結されている。

【0125】さらに、構成要素Aの回転を制動するためには第1軸10側にブレーキBAが設けられ、構成要素Bの回転を制動するためにブレーキBBが設けられている。以下、各図に示された変速機の構成を詳細に説明する。

〈構成III-第1形態〉図29(a)に示す第1形態では、変速機は、2つのシンプル遊星歯車列11、12を有している。第1及び第2遊星歯車列11、12は、それぞれ、リングギアR1、R2と、リングギアR1、R2に噛み合う複数の遊星ギアP1、P2と、遊星ギアP1、P2を回転自在に支持するキャリアQ1、Q2と、遊星ギアP1、P2に噛み合うサンギアS1、S2とを有している。そして、第1キャリアQ1は第2リングギアR2に連結され、第1サンギアS1と第2サンギアS2とが連結され、第2キャリアQ2は変速機の出力となっている。

【0126】ここでは、第1リングギアR1が構成要素A、第1キャリアQ1及びこれに連結された第2リングギアR2が構成要素B、第2キャリアQ2が構成要素C、第1サンギアS1及びこれに連結された第2サンギアS2が構成要素Dである。

〈構成III-第2形態〉図29(b)に示す第2形態では、第1形態同様に、変速機は、2つのシンプル遊星歯車列11、12を有しており、各遊星歯車列11、12の構成部材は同じである。そして、第1キャリアQ1と第2リングギアR2とが連結され、第1リングギアR1は第2キャリアQ2に連結されて出力となっている。

【0127】ここでは、第1サンギアS1が構成要素A、第1キャリアQ1及びこれに連結された第2リングギアR2が構成要素B、第1リングギアR1及びこれに連結された第2キャリアQ2が構成要素C、第2サンギアS2が構成要素Dである。

〈構成III-第3形態〉図29(c)に示す第3形態では、第1形態同様に、変速機は、2つのシンプル遊星歯車列11、12を有しており、各遊星歯車列11、12の構成部材は同じである。そして、第1キャリアQ1と第2キャリアQ2とが連結され、第1リングギアR1と第2サンギアS2とが連結され、第2リングギアR2が出力となっている。

【0128】ここでは、第1リングギアR1及びこれに

32

り詳しくは、遊星歯車列11、12は、共通リングギアRcと、共通リングギアRcに噛み合う共通遊星ギアPcと、共通遊星ギアPcに噛み合う小遊星ギアPsと、共通遊星ギアPcおよび小遊星ギアPsを支持する共通キャリアQcと、共通遊星ギアPcに噛み合う第1サンギアS1と、小遊星ギアPsに噛み合う第2サンギアS2とを有している。そして、共通リングギアRcが出力となっている。

【0129】ここでは、第1サンギアS1が構成要素A、共通キャリアQcが構成要素B、共通リングギアRcが構成要素C、第2サンギアS2が構成要素Dである。

〈構成III-第5形態〉図29(e)に示す第5形態では、第4形態同様に、遊星ギアを共有したシンプル遊星歯車列11及びダブル遊星ギアのダブル遊星歯車列12を有している。そして、共通キャリアQcが出力となっている。

【0130】ここでは、第2サンギアS2が構成要素A、共通リングギアRcが構成要素B、共通キャリアQcが構成要素C、第1サンギアS1が構成要素Dである。【構成III-速度線図】図29に示した第1形態～第5形態の速度線図は、すべて同様であり、これらの各形態の特性を、図30を参照しながら説明する。

【0131】図30は各変速段における締結要素の制御内容及び速度線図を示している。速度線図は、横軸は回転速度を示し、横軸は構成要素A、B、C、Dの各位置を示している。横軸の位置は、各要素間の減速比によって決まるものである。なお、横軸におけるA、B、C、Dは、それぞれ図7における構成要素A、B、C、Dを示している。

【0132】〈前進第1速〉前進第1速では、クラッチCD1及びブレーキBBをオンするとともに、他の締結要素をオフする。これにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Y及びクラッチCD1を介して構成要素Dに入力されるとともに、構成要素Bの回転が停止させられる。

【0133】このような前進第1速では、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて遊星歯車列11、12の構成要素Dに入力され、遊星歯車列11、12で減速されて構成要素Cから出力される。また、構成要素Bの回転は「0」である。したがって、前進第1速の速度線図は、図30の「1st」の特性で示すように、構成要素Dの回転速度S1と構成要素Bの回転速度

(18)

33

ア対Yで減速されて遊星歯車列11、12の構成要素Dに入力され、遊星歯車列11、12で減速されて構成要素Cから出力される。また、構成要素Bの回転は「0」である。したがって、前進第2速の速度線図は、図30の「2nd」の特性で示すように、構成要素Dの回転速度S1と構成要素Aの回転速度「0」とを結ぶ直線となる。

【0135】<前進第3速>前進第3速の場合は、クラッチCA1及びクラッチCD1をオンする。これにより、第1軸10からの回転は、クラッチCA1及びカウンタギア対Xを介して構成要素Aに入力されるとともに、カウンタギア対Y及びクラッチCD1を介して構成要素Dに入力される。

【0136】このような前進第3速では、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて遊星歯車列11、12の構成要素Aに入力されるとともに、カウンタギア対Yで減速されて構成要素Dに入力され、これらの回転は遊星歯車列11、12で減速されて構成要素Cから出力される。したがって、前進第3速の速度線図は、図30の「3rd」の特性で示すように、構成要素Dの回転速度S1と構成要素Aの回転速度S2とを結ぶ直線となる。

【0137】<前進第4速>前進第4速の場合は、クラッチCB1、CD1をオンする。これにより、第1軸10からの回転はカウンタギア対Y、クラッチCB1、CD1を介して構成要素B及びDに入力される。ここでは、第1軸10から同じ回転が遊星歯車列11、12の構成要素B及びDに入力されるので、遊星歯車列11、12は一体となって回転する。このため、前進第4速の速度線図は、図30の「4th」の特性で示すように、構成要素B、Dの共に等しい回転速度S3、S1が各部において維持されたような直線となる。

【0138】<前進第5速>前進第5速の場合は、クラッチCA1、CB1をオンする。これにより、第1軸10からの回転は、クラッチCA1及びカウンタギア対Xを介して構成要素Aに入力されるとともに、カウンタギア対Y及びクラッチCB1を介して構成要素Bに入力される。

【0139】このような前進第5速では、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて遊星歯車列11、12の構成要素Aに入力されるとともに、カウンタギア対Yで減速されて構成要素Bに入力され、遊星歯車列11、12で減速されて構成要素Cから出力され

10

20

30

40

特開2001-221301

34

成要素Aの回転が停止させられる。このような前進第6速では、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて遊星歯車列11、12の構成要素Bに入力され、遊星歯車列11、12で減速されて構成要素Cから出力される。また構成要素Aの回転速度は「0」である。したがって、前進第6速の速度線図は、図30の「6th」の特性で示すように、構成要素Bの回転速度S3と構成要素Aの回転速度「0」とを結ぶ直線となる。

【0141】<後進>後進では、クラッチCA1及びブレーキBBをオンする。これにより、第1軸10からの回転は、クラッチCA1及びカウンタギア対Xを介して構成要素Aに入力されるとともに、構成要素Bの回転が停止させられる。このような後進では、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて遊星歯車列11、12の構成要素Aに入力され、遊星歯車列11、12で減速されて構成要素Cから出力される。また、構成要素Bの回転は「0」である。したがって、この場合の速度線図は、図30の「Rev」の特性で示すように、構成要素Aの回転速度S2と構成要素Bの回転速度「0」とを結ぶ直線となる。

【0142】【構成IIIの作用効果】このような構成では、遊星歯車列の構成要素A、B、Dの3要素に回転を入力することができるよう構成し、しかも第1軸と第2軸との間に2組のカウンタギア対を設けたので、従来装置では得られなかった新たな2つの変速域（前進3速と前進5速）が増え、変速比の段間差が小さいクロス化された前進6速・後進1速の自動変速装置を実現できる。

【0143】また、構成Iの作用効果と同様に、この構成IIIにおいても、カウンタギア対は入力トルク及び入力回転をそのまま伝達するために、カウンタギア対の各ギア及び歯受のトルク及び回転容量を小さくすることが可能になる。また、カウンタギア対で第1軸から第2軸に減速して回転を伝達するために、遊星歯車列の各構成要素の回転数を低くすることができ、ギア効率が向上するとともに、クラッチ及びブレーキの摩擦部材の相対回転を下げることができる。このため、変速装置そのものの動力損失を低下することができる。

【0144】【構成IIIの変形例】図29では、遊星歯車列の構成要素Aに連結されるクラッチCA1及びブレーキBAを第1軸10に配置したが、これらを第2軸に配置してもよい。「第7実施形態：構成III-第1形態

(19)

特開2001-221301

35

10と平行に配置された出力軸32とを有している。そして、第1軸10には、カウンタギア対X、Yのそれぞれの一方のギアZX1、ZY1と、クラッチCA1と、ブレーキBAとが配置されている。カウンタギア対XのギアZX1はクラッチCA1の出力部に設けられている。また第2軸31側には、遊星歯車列11、12と、クラッチCB1と、クラッチCD1と、ブレーキBBと、カウンタギア対X、Yのそれぞれの他方のギアZX2、ZY2とが配置されている。さらに、第2軸31と出力軸32とは、カウンタギア対S3及び差動歯車機構34を介して追結されている。

【0146】ここで、カウンタギア対X、Yの減速比 α_X 、 α_Y 及び遊星歯車列11、12の減速比 ρ_1 、 ρ_2 は、前記同様に、ギアZX1、ZX2、ZY1、ZY2の歯数をそれぞれZX1、ZX2、ZY1、ZY2とし、第1サンギアS1の歯数をZS1、第2リングギアR1の歯数をZR1、第2サンギアS2の歯数をZS2、第2リングギアR2の歯数をZR2とした場合、
 $\alpha_X = ZX2 / ZX1$
 $\alpha_Y = ZY2 / ZY1$
 $\rho_1 = ZS1 / ZR1$
 $\rho_2 = ZS2 / ZR2$

である。

【0147】この実施形態では、前記各変速比は、 $\alpha_X = 2.0$ 、 $\alpha_Y = 1.1$ で、 $\rho_1 = 0.5$ 、 $\rho_2 = 0.4$ に設定されている。次に各変速段の変速比について説明する。なお、各変速段における構成要素のオン、オフ制御及び速度線図については、図30で説明した制御と全く同様であるので、ここでは詳細の説明を省略する。

【0148】<前進第1速>前進第1速では、クラッチCD1及びブレーキBBをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第1及び第2サンギアS1、S2（構成要素D）に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて第2キャリアQ2（構成要素C）から出力される。この場合の速度線図は、図30の「1st」の特性と基本的に同様であり、具体的には、図32の「1st」で示すようになる。また、変速比は、図33に示すように、

$$(1 + \rho_1) \alpha_Y / \rho_2$$

となり、具体的には「3.85」となる。なお、ここで40の変速比は第2軸31の出力部分での変速比であり、以下の変速段についても同様である。

【0149】<前進第2速>前進第2速の場合は、クラ

36

2)

となり、具体的には「2.1」となる。

【0150】<前進第3速>前進第3速の場合は、クラッチCA1及びクラッチCD1をオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第1リングギアR1（構成要素A）に入力されるとともに、カウンタギア対Yで減速されて第1及び第2サンギアS1、S2に入力される。そして、遊星歯車列11、12で減速されて第2キャリアQ2から出力される。この場合の速度線図は、図32の「3rd」で示すようになる。また、変速比は、図33に示すように、
 $(1 + \rho_1) (1 + \rho_2) \alpha_X \alpha_Y / ((\rho_1 + \rho_1 \rho_2 + \rho_2) \alpha_X + \alpha_Y))$

となり、具体的には「1.4」となる。

【0151】<前進第4速>前進第4速の場合は、クラッチCB1及びクラッチCD1をオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第1キャリアQ1及び第2リングギアR2（構成要素B）に入力されるとともに、同様にカウンタギア対Yで減速された回転が第1及び第2サンギアS1、S2に入力される。このため、遊星歯車列11、12は一体となって回転する。この場合の速度線図は、図32の「4th」で示すようになる。また、変速比は、図33に示すように、
 α_Y

となり、具体的には「1.1」となる。

【0152】<前進第5速>前進第5速の場合は、クラッチCA1及びクラッチCB1をオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第1リングギアR1に入力されるとともに、カウンタギア対Yで減速されて第1キャリアQ1及び第2リングギアR2に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて第2キャリアQ2から出力される。この場合の速度線図は、図32の「5th」で示すようになる。また、変速比は、図33に示すように、
 $\rho_1 (1 + \rho_2) \alpha_X \alpha_Y / ((\rho_1 + \rho_1 \rho_2 + \rho_2) \alpha_X - \rho_2 \alpha_Y)$

となり、具体的には「0.87」となる。

【0153】<前進第6速>前進第6速の場合は、クラッチCB1及びブレーキBAをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第1キャリアQ1及び第2リングギアR2に入力される。この場合の速度線図は、図32の「6th」で示す

(30)

37

第2キャリアQ2から出力される。この場合の速度線図は、図32の「Rev」で示すようになる。また、変速比は、図33に示すように。

$$\rho_1(1+\rho_2) \alpha X / \rho_2$$

となり、具体的には、「3.5」となる。

【0155】〔第8実施形態：構成III-第2形態の実施例〕本発明の第8実施形態による自動変速装置の概略模式図を図34に示す。この自動変速装置は、図29(b)に示された変速機の構成を利用したものであり、基本的な構成は第7実施形態と同様である。そして、変速機に関する部分のみが異なるが、この変速機に関する部分の構成は図29(b)と同様である。

【0156】この実施形態では、カウンタギア対と遊星歯車列の各変速比は、 $\alpha X = 2.1$ 、 $\alpha Y = 1.1$ で、 $\rho_1 = 0.65$ 、 $\rho_2 = 0.4$ に設定されている。次に各変速段の変速比について説明する。なお、各変速段における総合要素のオン、オフ制御及び速度線図については、図30で説明した制御と全く同様であるので、ここでは詳細の説明を省略する。

【0157】〈前進第1速〉前進第1速では、クラッチCD1及びブレーキBBをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第2サンギアS2（構成要素D）に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて第1リングギアR1及びこれに連絡された第2キャリアQ2（構成要素C）から出力される。以下の各変速段についても、出力部は同じである。この場合の速度線図は、具体的には、図35（基本的には図30と同じ）の「1st」で示すようになる。また、変速比は、図36に示すように。

$$(1+\rho_2) \alpha Y / \rho_2$$

となり、具体的には「3.85」となる。なお、ここでの変速比は、前記同様に、第2軸31の出力部分での変速比である。

【0158】〈前進第2速〉前進第2速の場合は、クラッチCD1及びブレーキBAをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第2サンギアS2に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図35の「2nd」で示すようになる。また、変速比は、図36に示すように。

$$(\rho_1 + \rho_1 \rho_2 + \rho_2) \alpha Y / \rho_2 (1 + \rho_1)$$

となり、具体的には「2.13」となる。

【0159】〈前進第3速〉前進第3速の場合は、クラ

特開2001-221301

38

$$(\rho_1 + \rho_1 \rho_2 + \rho_2) \alpha X \alpha Y / ((1 + \rho_1) \rho_2 \alpha X + \rho_1 \alpha Y)$$

となり、具体的には「1.44」となる。

【0160】〈前進第4速〉前進第4速の場合は、クラッチCB1及びクラッチCD1をオンすることにより、遊星歯車列11、12は一体となって回転する。この場合の速度線図は、図35の「4th」で示すようになる。また、変速比は、図36に示すように、

$$\alpha Y$$

となり、具体的には「1.1」となる。

【0161】〈前進第5速〉前進第5速の場合は、クラッチCA1及びクラッチCB1をオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第1サンギアS1に入力されるとともに、カウンタギア対Yで減速されて第1キャリアQ1及び第2リングギアR2に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図35の「5th」で示すようになる。また、変速比は、図36に示すように、

$$\alpha X \alpha Y / ((1 + \rho_1) \alpha X - \rho_1 \alpha Y)$$

となり、具体的には「0.84」となる。

【0162】〈前進第6速〉前進第6速の場合は、クラッチCB1及びブレーキBAをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第1キャリアQ1及び第2リングギアR2に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図35の「6th」で示すようになる。また、変速比は、図36に示すように、

$$\alpha Y / (1 + \rho_1)$$

となり、具体的には「0.67」となる。

【0163】〈後進〉後進の場合は、クラッチCA1及びブレーキBBをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第1サンギアS1に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図35の「Rev」で示すようになる。また、変速比は、図36に示すように、

$$\alpha X / \rho_1$$

となり、具体的には、「3.23」となる。

【0164】〔第9実施形態：構成III-第3形態の実施例〕本発明の第9実施形態による自動変速装置の概略模式図を図37に示す。この自動変速装置は、図29(c)に示された変速機の構成を利用したものであり、

(21)

39

における締結要素のオン、オフ制御及び速度線図については、図30で説明した制御と全く同様であるので、ここでは詳細の説明を省略する。

【0166】<前進第1速>前進第1速では、クラッチCD1及びブレーキBBをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第1サンギアS1（構成要素D）に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて第2リングギアR2（構成要素C）から出力される。以下の各変速段についても、出力部は同じである。この場合の速度線図は、具体的には、図38（基本的には図30と同じ）の「1st」で示すようになる。また、変速比は、図39に示すように、
 $\alpha Y / \rho_1 \rho_2$

となり、具体的には「3.76」となる。なお、ここでの変速比は、前記同様に、第2軸31の出力部分での変速比である。

【0167】<前進第2速>前進第2速の場合は、クラッチCD1及びブレーキBAをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第1サンギアS1に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図38の「2nd」で示すようになる。また、変速比は、図39に示すように、

$$(1 + \rho_1) \alpha Y / \rho_1 (1 + \rho_2)$$

となり、具体的には「2.15」となる。

【0168】<前進第3速>前進第3速の場合は、クラッチCA1及びクラッチCD1をオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第1リングギアR1及び第2サンギアS2（構成要素A）に入力されるとともに、カウンタギア対Yで減速されて第1サンギアS1に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図38の「3rd」で示すようになる。また、変速比は、図39に示すように、

$$(1 + \rho_1) \alpha X \alpha Y / \{ \rho_1 (1 + \rho_2) \alpha X + (1 - \rho_1 \rho_2) \alpha Y \}$$

となり、具体的には「1.41」となる。

【0169】<前進第4速>前進第4速の場合は、クラッチCB1及びクラッチCD1をオンすることにより、遊星歯車列11、12は一体となって回転する。この場合の速度線図は、図38の「4th」で示すようになる。また、変速比は、図39に示すように、
 αY

特開2001-221301

40

歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図38の「5th」で示すようになる。また、変速比は、図39に示すように、

$$\alpha X \alpha Y / \{ (\alpha X - \alpha Y) \rho_2 + \alpha X \}$$

となり、具体的には「0.85」となる。

【0171】<前進第6速>前進第6速の場合は、クラッチCB1及びブレーキBAをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第1及び第2キャリアQ1、Q2に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図38の「6th」で示すようになる。また、変速比は、図39に示すように、

$$\alpha Y / (1 + \rho_2)$$

となり、具体的には「0.67」となる。

【0172】<後進>後進の場合は、クラッチCA1及びブレーキBBをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第1リングギアR1及び第2サンギアS2に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図38の「Rev」で示すようになる。また、変速比は、図39に示すように、

$$\alpha X / \rho_2$$

となり、具体的には、「3.08」となる。

【0173】【第10実施形態：構成III-第4形態の実施例】本発明の第10実施形態による自動変速装置の概略模式図を図40に示す。この自動変速装置は、図29(d)に示された変速機の構成を利用したものであり、基本的な構成は第7実施形態と同様である。そして、変速機に関する部分のみが異なるが、この変速機に関する部分の構成は図29(d)と同様である。

【0174】この実施形態では、カウンタギア対と遊星歯車列の各変速比は、 $\alpha X = 2.0$ 、 $\alpha Y = 1.1$ で、 $\rho_1 = 0.55$ 、 $\rho_2 = 0.3$ に設定されている。次に各変速段の変速比について説明する。なお、各変速段における締結要素のオン、オフ制御及び速度線図については、図30で説明した制御と全く同様であるので、ここでは詳細の説明を省略する。

【0175】<前進第1速>前進第1速では、クラッチCD1及びブレーキBBをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第2サンギアS2（構成要素D）に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて共通リングギアRc（構成要素C）から出力される。以下の各変速段についても、出力

(22)

特開2001-221301

41

【0176】<前進第2速>前進第2速の場合は、クラッチCD1及びブレーキBAをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第2サンギアS2に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図41の「2nd」で示すようになる。また、変速比は、図42に示すように。

$$(\rho_1 + \rho_2) \alpha Y / (1 + \rho_1) \rho_2$$

となり、具体的には「2.01」となる。

【0177】<前進第3速>前進第3速の場合は、クラッチCA1及びクラッチCD1をオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第1サンギアS1（構成要素A）に入力されるとともに、カウンタギア対Yで減速されて第2サンギアS2に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図41の「3rd」で示すようになる。また、変速比は、図42に示すように、

$$(\rho_1 + \rho_2) \alpha X \alpha Y / ((1 + \rho_1) \rho_2 \alpha X + (1 - \rho_2) \rho_1 \alpha Y)$$

となり、具体的には「1.38」となる。

【0178】<前進第4速>前進第4速の場合は、クラッチCB1及びクラッチCD1をオンすることにより、遊星歯車列11、12は一体となって回転する。この場合の速度線図は、図41の「4th」で示すようになる。また、変速比は、図42に示すように、

$$\alpha Y$$

となり、具体的には「1.1」となる。

【0179】<前進第5速>前進第5速の場合は、クラッチCA1及びクラッチCB1をオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第1サンギアS1に入力されるとともに、カウンタギア対Yで減速されて共通キャリアQc（構成要素B）に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図41の「5th」で示すようになる。また、変速比は、図42に示すように、

$$\alpha X \alpha Y / (\rho_1 (\alpha X - \alpha Y) + \alpha X)$$

となり、具体的には「0.88」となる。

【0180】<前進第6速>前進第6速の場合は、クラッチCB1及びブレーキBAをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて共通キャリアQcに入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図41の「6th」で示すようになる。また、変速比は、図42に示すように、

42

力される。この場合の速度線図は、図41の「Rev」で示すようになる。また、変速比は、図42に示すようになる。

$$\alpha X / \rho_1$$

となり、具体的には、「3.64」となる。

【0182】[第11実施形態：構成III-第5形態の実施例] 本発明の第11実施形態による自動変速装置の概略模式図を図43に示す。この自動変速装置は、図29(e)に示された変速機の構成を利用したものであり、基本的な構成は第7実施形態と同様である。そして、変速機に関する部分のみが異なるが、この変速機に関する部分の構成は図29(e)と同様である。

【0183】この実施形態では、カウンタギア対と遊星歯車列の各変速比は、 $\alpha X = 2.0$, $\alpha Y = 1.2$ で、 $\rho_1 = 0.45$, $\rho_2 = 0.35$ に設定されている。次に各変速段の変速比について説明する。なお、各変速段における構成要素のオン、オフ制御及び速度線図については、図30で説明した制御と全く同様であるので、ここでは詳細の説明を省略する。

【0184】<前進第1速>前進第1速では、クラッチCD1及びブレーキBBをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第1サンギアS1（構成要素D）に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて共通キャリアQc（構成要素C）から出力される。以下の各変速段についても、出力部は同じである。この場合の速度線図は、具体的には、図44（基本的には図30と同じ）の「1st」で示すようになる。また、変速比は、図45に示すように、

$$(1 + \rho_1) \alpha Y / \rho_1$$

となり、具体的には「3.87」となる。なお、ここでの変速比は、前記同様に、第2軸31の出力部分での変速比である。

【0185】<前進第2速>前進第2速の場合は、クラッチCD1及びブレーキBAをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第1サンギアS1に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図44の「2nd」で示すようになる。また、変速比は、図45に示すように、

$$(\rho_1 + \rho_2) \alpha Y / \rho_1$$

となり、具体的には「2.13」となる。

【0186】<前進第3速>前進第3速の場合は、クラッチCA1及びクラッチCD1をオンすることにより、

(23)

43

となり、具体的には「1. 45」となる。

【0187】<前進第4速>前進第4速の場合は、クラッチCB1及びクラッチCD1をオンすることにより、遊星歯車列11、12は一体となって回転する。この場合の速度線図は、図44の「4th」で示すようになる。また、変速比は、図45に示すように、

αY

となり、具体的には「1. 2」となる。

【0188】<前進第5速>前進第5速の場合は、クラッチCA1及びクラッチCB1をオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第2サンギアS2に入力されるとともにカウンタギア対Yで減速されて共通リングギアRc（構成要素B）に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図44の「5th」で示すようになる。また、変速比は、図45に示すように、

$(1 - \rho 2) \alpha X \alpha Y / (\alpha X - \rho 2 \alpha Y)$

となり、具体的には「0. 99」となる。

【0189】<前進第6速>前進第6速の場合は、クラッチCB1及びブレーキBAをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて共通リングギアRcに入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図44の「6th」で示すようになる。また、変速比は、図45に示すように、

$(1 - \rho 2) \alpha Y$

となり、具体的には「0. 78」となる。

【0190】<後進>後進の場合は、クラッチCA1及びブレーキBBをオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第2サンギアS2に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて出力される。この場合の速度線図は、図44の「Rev」で示すようになる。また、変速比は、図45に示すように、

$(1 - \rho 2) \alpha X / \rho 2$

となり、具体的には、「3. 71」となる。

【0191】[第7～第11実施形態の変形例] 第1軸と第2軸とを連結するカウンタギア対は、遊星歯車列のエンジン側及び逆側のどちらに配置しても良い。例えば、第7実施形態では、カウンタギア対を遊星歯車列のエンジン側に配置したが、図46に示すように、カウンタギア対を遊星歯車列のエンジン側とは逆側に配置することも可能である。この配置については、各実施形態に

特開2001-221301

44

る駆動伝達のための各構成要素を、構成要素A、B、C、Dで示している。また、構成要素Aと第1軸10との間にはクラッチCA1が設けられ、構成要素Bと第1軸10との間にはクラッチCB1が設けられ、構成要素Dと第1軸10との間にはクラッチCD1が設けられている。各クラッチCA1、CB1、CD1は第1軸10側に設けられている。そして、第1軸10は、クラッチCA1及びカウンタギア対Xを介して第2軸側の構成要素Aに連結され、クラッチCB1及びカウンタギア対Zを介して第2軸側の構成要素Bに連結され、クラッチCD1及びカウンタギア対Yを介して第2軸側の構成要素Dに連結されている。

【0193】さらに、構成要素A、Bの回転を制御するためにブレーキBA、BBが第1軸側に設けられている。これらの図47(a)～(e)に示された変速機の構成は、(1)クラッチCB1を第1軸10側に配置し、このクラッチCB1をカウンタギア対Zを介して遊星歯車列11、12の構成要素Bに連結したこと、(2)クラッチCD1を第1軸10側に配置し、このクラッチCD1をカウンタギア対Yを介して遊星歯車列11、12の構成要素Dに連結したこと、が前述の構成IIと異なるが、他の遊星歯車列11、12等の構成は同じである。したがって、各図に示された変速機の構成の詳細な説明は省略する。する。

【0194】[構成IV-速度線図] 図47に示した各形態の構成の速度線図は、すべて同様である。そして、これらの各形態において、各変速段における総括要素の制御内容及び速度線図を図48に示している。速度線図は、前記同様に、総輪は回転速度を示し、構輪は構成要素A、B、C、Dの各位数を示している。構輪におけるA、B、C、Dは、それぞれ図47における構成要素A、B、C、Dを示している。

【0195】ここで、図29に示された構成と図47に比較された構成では、前述のように、クラッチCB1及びクラッチCD1の配置が異なるが、総括要素のオン、オフ制御の内容は同じである。また、速度線図については、クラッチCB1、CD1をオンした場合に、構成要素Bと構成要素Dの回転速度がカウンタギア対Zとカウンタギア対Yの減速比だけ異なるのみで、他の構成は同じである。

【0196】[構成IVの作用効果] このような構成では、3組のカウンタギア対を設けたので、遊星歯車列の構成要素B、Dに入力する回転数を異ならせることがで

(24)

特開2001-221301

45

【0197】[構成IVの変形例] 図47では、第1軸10に3つのクラッチを配置したが、これらのクラッチを第2軸に配置してもよいし、2つの軸に分散して配置してもよい。

【第12実施形態：構成IV-第1形態の実施例】本発明の第12実施形態による自動変速装置の概略模式図を図49に示す。

【0198】この自動変速装置は、図47(a)に示された変速機の構成を利用したものであり、エンジンから動力が入力される液体端子部としてのトルクコンバータ20と、トルクコンバータ20の出力側に設けられた変速機60とを有している。これらのトルクコンバータ20と変速機60とはハウジング40内に収納されている。

【0199】トルクコンバータ20の構成及び変速機60における第2軸31から出力側の構成は、前記各実施形態と同様である。そして、この実施形態では、変速機60における各カウンタギア対X、Y、Z及び各クラッチCA1、CB1、CD1の構成のみが異なる。すなわち、この実施形態では、第1軸10にクラッチCA1、CB1、CD1が配置されており、クラッチCA1の出力側にカウンタギア対Xの一方のギアZX1が、クラッチCB1の出力側にカウンタギア対Yの一方のギアZY1が、クラッチCD1の出力側にカウンタギア対Yの一方のギアZY1がそれぞれ配置されている。これらの各ギアは第1軸10に相対回転自在に支持されている。そして、第2軸31には、各カウンタギア対X、Y、Zの一方のギアと噛み合う他方のギアZX2、ZY2、ZZ2が回転自在に配置されている。

【0200】この実施形態における3カウンタギア対X、Y、Zの減速比 αX 、 αY 、 αZ は、ギアZX1、ZX2、ZY1、ZY2、ZZ1、ZZ2の歯数をそれぞれZX1、ZX2、ZY1、ZY2、ZZ1、ZZ2とした場合、

$$\alpha X = ZX2 / ZX1$$

$$\alpha Y = ZY2 / ZY1$$

$$\alpha Z = ZZ2 / ZZ1$$

である。

【0201】また、遊星歯車列11、12の減速比 $\rho 1$ 、 $\rho 2$ は、前記同様に

$$\rho 1 = ZS1 / ZR1$$

$$\rho 2 = ZS2 / ZR2$$

である。この実施形態では、前記各減速比は、 $\alpha X =$

46

することにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Yで減速されて第1及び第2サンギアS1、S2(構成要素D)に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて第2キャリアQ2(構成要素C)から出力される。この場合の速度線図は、図50の「1st」で示すようになる。また、変速比は、図51に示すように、 $(1 + \rho 2) \alpha Y / \rho 2$

となり、具体的には「3.87」となる。

【0203】<前進第2速>クラッチCD1及びブレーキBAをオンすることにより、図50の「2nd」で示す特性となる。また、変速比は、図51に示すように、 $(1 + \rho 1) (1 + \rho 2) \alpha Y / (\rho 1 + \rho 1 \rho 2 + \rho 2)$

となり、具体的には「2.37」となる。

【0204】<前進第3速>クラッチCD1及びクラッチCA1をオンすることにより、速度線図は図50の「3rd」で示すようになる。また、変速比は、図51に示すように、

$$(1 + \rho 1) (1 + \rho 2) \alpha X \alpha Y / ((\rho 1 + \rho 1 \rho 2 + \rho 2) \alpha X + \alpha Y)$$

となり、具体的には「1.49」となる。

【0205】<前進第4速>クラッチCB1、CD1をオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Zで減速されて第1キャリアQ1及びこれに連結された第2リングギアR2(構成要素B)に入力されるとともに、カウンタギア対Yを介して第1及び第2サンギアS1、S2に入力される。これらの入力は遊星歯車列11、12により減速されて第2キャリアQ2から出力される。この場合の速度線図は、図50の「4th」で示すようになる。また、変速比は、図51に示すように、

$$(1 + \rho 2) \alpha Y \alpha Z / (\rho 2 \alpha Z + \alpha Y)$$

となり、具体的には「1.05」となる。

【0206】<前進第5速>クラッチCA1、CB1をオンすることにより、第1軸10からの回転は、カウンタギア対Xで減速されて第1リングギアR1(構成要素A)に入力されるとともに、カウンタギア対Zで減速されて第1キャリアQ1及び第2リングギアR2に入力され、遊星歯車列11、12で減速されて第2キャリアQ2から出力される。この場合の速度線図は、図50の「5th」で示すようになる。また、変速比は、図51に示すように、

$$\rho 1 (1 + \rho 2) \alpha X \alpha Z / ((\rho 1 + \rho 1 \rho 2 + \rho 2) \alpha X + \alpha Z)$$

(25)

特開2001-221301

47

48

の速度線図は、図50の「6th」で示すようになる。また、変速比は、図51に示すように。

$$\rho_1(1+\rho_2) \alpha_2 / (\rho_1 + \rho_1 \rho_2 + \rho_2)$$

となり、具体的には「0.59」となる。

【0208】<後進第1速>クラッチCA1及びブレーキBBをオンすることにより、速度線図は図50の「Rev」で示すようになる。また、変速比は、図51に示すように、

$$\rho_1(1+\rho_2) \alpha_X / \rho_2$$

となり、具体的には「2.58」となる。

【0209】[他の実施形態]図47に示したらつの基本的構成のそれについて、第12実施形態と同様に前輪駆動用の自動变速装置として具体的に実施が可能である。しかし、これらの各実施例は、基本的に第7実施形態～第11実施形態と同様である。したがって、図47(b)～(e)に対応する各実施形態の説明は省略する。

【0210】

【発明の効果】以上のように本発明では、簡単な構成で、ギア比の段間差の小さいクロス化された前進5速・後進2速あるいは前進6速・後進1速の自動变速装置を実現できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】従来の自動变速装置の概略構成図。

【図2】従来の变速機の基本的な構成を示す概略構成図。

【図3】従来の变速機の各变速段の締結要素及び速度線図を示す図。

【図4】従来の变速機の別の基本的な構成を示す概略構成図。

【図5】図4に示した变速機の各变速段の締結要素及び速度線図を示す図。

【図6】従来の別の自動变速装置の概略構成図。

【図7】本発明の自動变速装置に用いられる变速機の構成Iの概略図。

【図8】構成Iの变速機の各变速段の締結要素及び速度線図を示す図。

【図9】本発明の第1実施形態による自动变速機の概略構成図。

【図10】第1実施形態の各变速段の速度線図。

【図11】第1実施形態の各变速段の締結要素の制御及び変速比を示す図。

【図12】本発明の第2実施形態による自动变速機の概

【図17】第3実施形態の各变速段の締結要素の制御及び変速比を示す図。

【図18】本発明の第4実施形態による自动变速機の概略構成図。

【図19】第4実施形態の各变速段の速度線図。

【図20】第4実施形態の各变速段の締結要素の制御及び変速比を示す図。

【図21】本発明の第5実施形態による自动变速機の概略構成図。

【図22】第5実施形態の各变速段の速度線図。

【図23】第5実施形態の各变速段の締結要素の制御及び変速比を示す図。

【図24】本発明の自动变速装置に用いられる变速機の構成IIの概略図。

【図25】構成IIの变速機の各变速段の締結要素及び速度線図を示す図。

【図26】本発明の第6実施形態による自动变速機の概略構成図。

【図27】第6実施形態の各变速段の速度線図。

【図28】第6実施形態の各变速段の締結要素の制御及び変速比を示す図。

【図29】本発明の自动变速装置に用いられる变速機の構成IIIの概略図。

【図30】構成IIIの变速機の各变速段の締結要素及び速度線図を示す図。

【図31】本発明の第7実施形態による自动变速機の概略構成図。

【図32】第7実施形態の各变速段の速度線図。

【図33】第7実施形態の各变速段の締結要素の制御及び変速比を示す図。

【図34】本発明の第8実施形態による自动变速機の概略構成図。

【図35】第8実施形態の各变速段の速度線図。

【図36】第8実施形態の各变速段の締結要素の制御及び変速比を示す図。

【図37】本発明の第9実施形態による自动变速機の概略構成図。

【図38】第9実施形態の各变速段の速度線図。

【図39】第9実施形態の各变速段の締結要素の制御及び変速比を示す図。

【図40】本発明の第10実施形態による自动变速機の概略構成図。

【図41】第10実施形態の各变速段の速度線図。

(26)

特開2001-221301

49

50

【図4 6】本発明の第7～11実施形態の変形例を示す図。

【図4 7】本発明の自動変速装置に用いられる変速機の構成IVの概略図。

【図4 8】構成IVの変速機の各变速段の締結要素及び速度線図を示す図。

【図4 9】本発明の第12実施形態による自動変速機の概略構成図。

【図5 0】第12実施形態の各变速段の速度線図。

【図5 1】第12実施形態の各变速段の締結要素の制御及び变速比を示す図。

【符号の説明】

10 入力軸（第1軸）

11、12 遊星歯車列

* 20 トルクコンバータ

24 インペラ

25 ターピン

26 ステータ

30、50 変速機

31 第2軸

CA1, CA2, CB1, CD1 クラッチ

BA, BB, BD ブレーキ

X, Y, Z カウンタギア対

R1, R2 リングギア

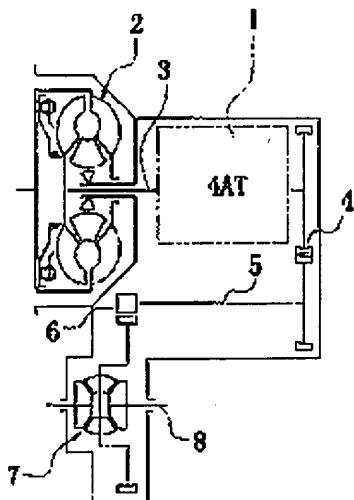
P1, P2, Pc, Ps 遊星ギア

Q1, Q2, Qc キャリア

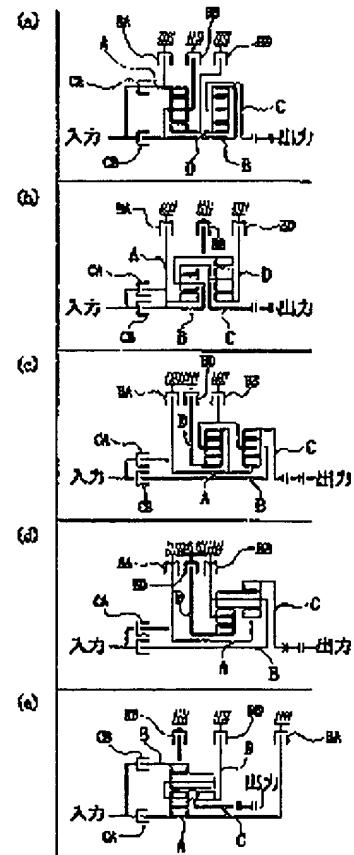
S1, S2 サンギア

*

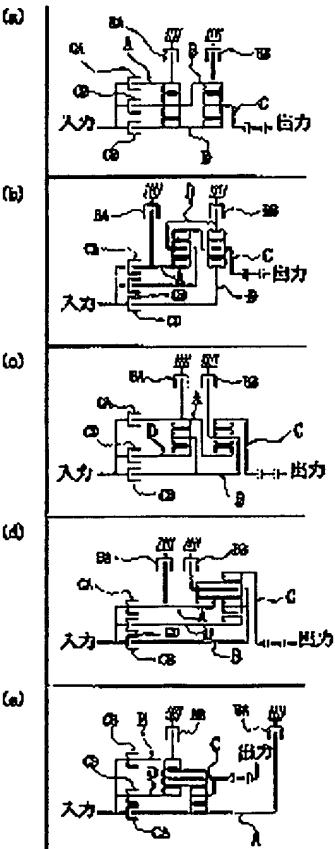
【図1】



【図2】



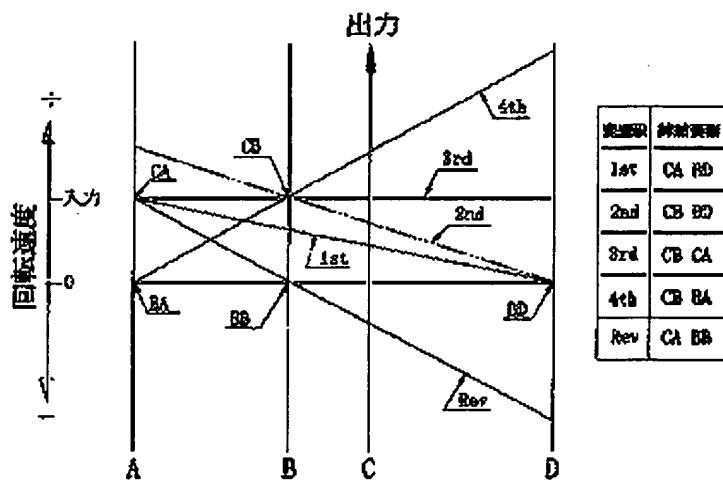
【図4】



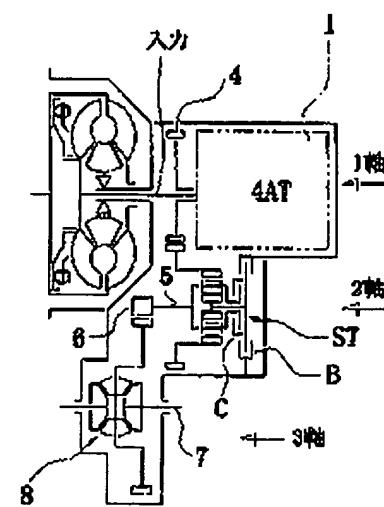
(27)

特開2001-221301

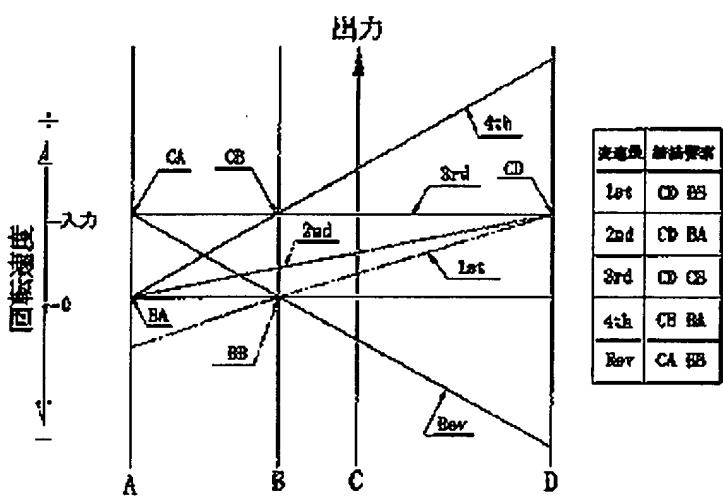
[図3]



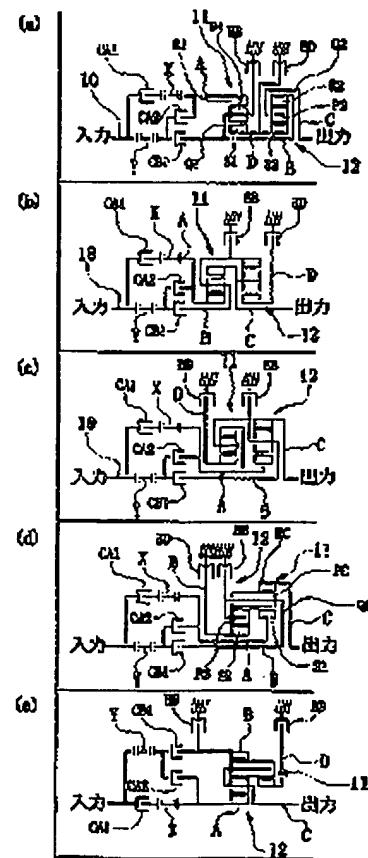
[図6]



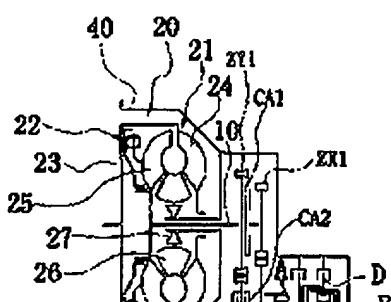
[図5]



[図7]



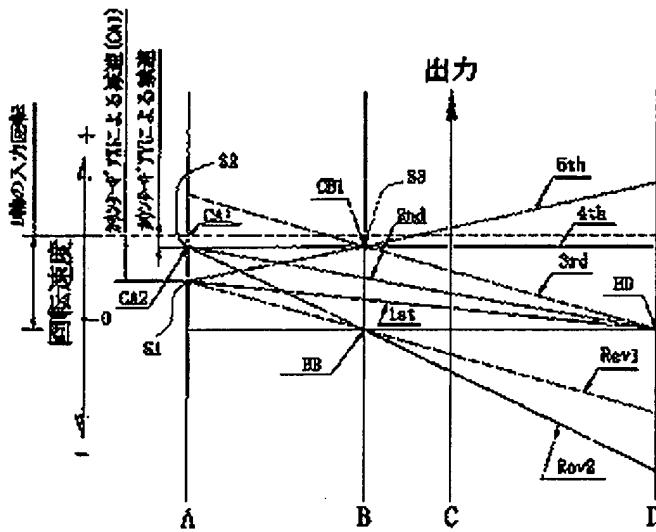
[図9]



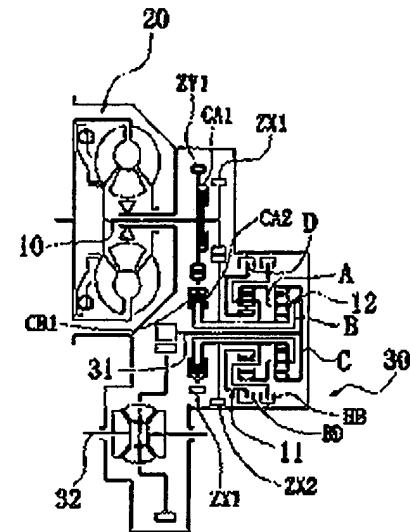
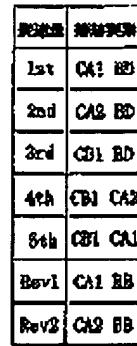
(28)

特開2001-221301

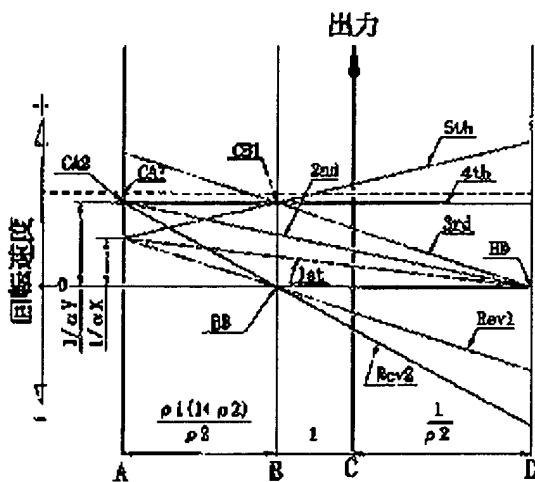
[图8]



[图15]



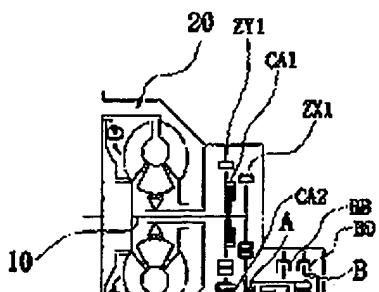
[图10]



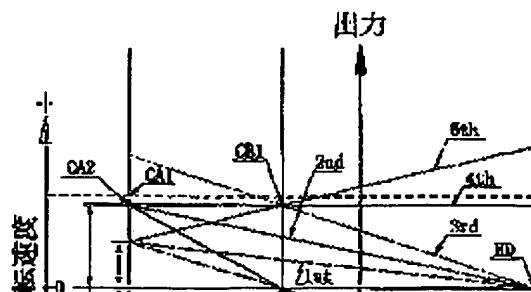
[圖 1]

变速段	换档要素	变速比	$\rho_1=0.45$	$\rho_2=0.35$
1st	CA1, BU	$(1+\rho_1)(1-\rho_2)\alpha x$	3.72	$\alpha x \approx 1.9$
2nd	CA2, BD	$(1+\rho_1)(1-\rho_2)\alpha Y$	2.95	
3rd	CB1, BD	$(1+\rho_2)\alpha Y$	1.62	
4th	CB1, CA2	αY	1.2	
5th	CB1, CA1	$\rho_1(1+\rho_2)\alpha X\alpha Y / ((\rho_1+\rho_1\rho_2+\rho_2)\alpha X - \rho_2\alpha Y)$	0.39	
Rev 1	CA1, BB	$\rho_1(1+\rho_2)\alpha X / \rho_2$	9.3	
Rev 2	CA2, BB	$\rho_2(1+\rho_2)\alpha Y / \rho_2$	2.08	

[图 12]



[図13]



(29)

特開2001-221301

[図14]

変速段	構造要素	変速比		$\rho_1=0.6$	$\rho_2=0.38$
		αX	αY	$\alpha X=1.85$	$\alpha Y=1.2$
1st	CA1, BD	$(\rho_1+\rho_1\rho_2+\rho_2)\alpha X/\rho_1$		3.72	
2nd	CA2, BD	$(\rho_1+\rho_1\rho_2+\rho_2)\alpha Y/\rho_1$		2.42	
3rd	CB1, BD	$(1-\rho_2)\alpha Y$		1.66	
4th	CB1, CA2	αY		1.2	
5th	CB1, CA1	$\alpha X\alpha Y / [(1+\rho_1)\alpha X - \rho_1\alpha Y]$		0.99	
Rev 1	CA1, BB	$\alpha X/\rho_1$		2.08	
Rev 2	CA2, BB	$\alpha Y/\rho_1$		2	

$\alpha X=Z_2/Z_1$

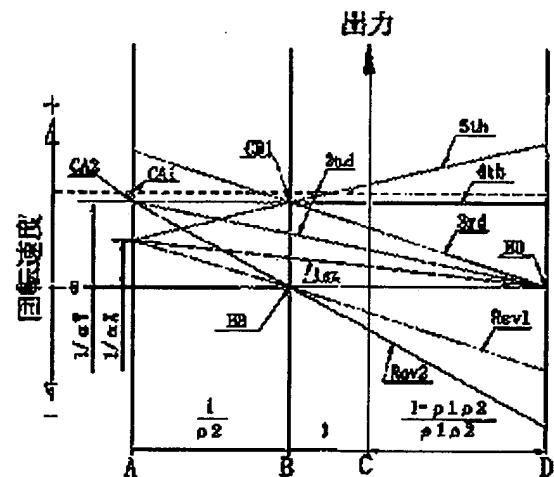
$\rho_1=Z_1/Z_0$

$\alpha Y=Z_2/Z_1$

$\rho_2=Z_0/Z_2$

$\alpha Z=Z_2/Z_1$

[図16]



[図17]

変速段	構造要素	変速比		$\rho_1=\rho_2=0.6$	
		αX	αY	$\alpha X=1$	$\alpha Y=1.2$
1st	CA1, BD	$(1-\rho_1)\alpha X / (1-\rho_1\rho_2)$		4	
2nd	CA2, BD	$(1+\rho_1)\alpha Y / (1-\rho_1\rho_2)$		2.4	
3rd	CB1, BD	$\alpha Y / (1-\rho_1\rho_2)$		1.6	
4th	CB1, CA2	αY		1.2	
5th	CB1, CA1	$\alpha X\alpha Y / [(1-\rho_2)\alpha X - \rho_2\alpha Y]$		1	
Rev 1	CA1, BB	$\alpha X/\rho_2$		6	
Rev 2	CA2, BB	$\alpha Y/\rho_2$		2.4	

$\alpha X=Z_2/Z_1$

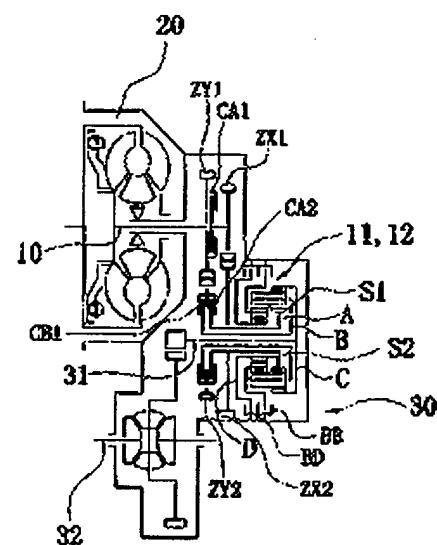
$\rho_1=Z_1/Z_0$

$\alpha Y=Z_2/Z_1$

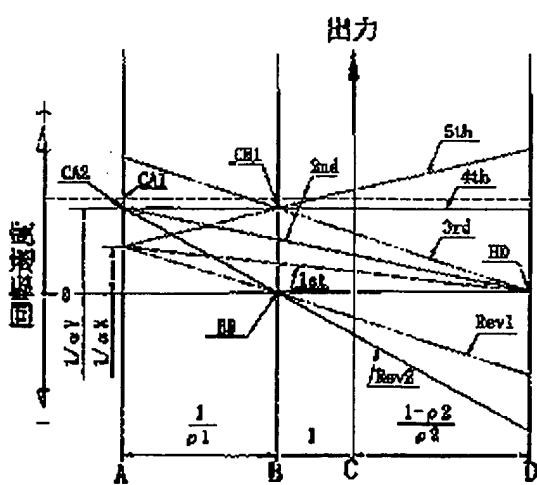
$\rho_2=Z_0/Z_2$

$\alpha Z=Z_2/Z_1$

[図18]



[図19]



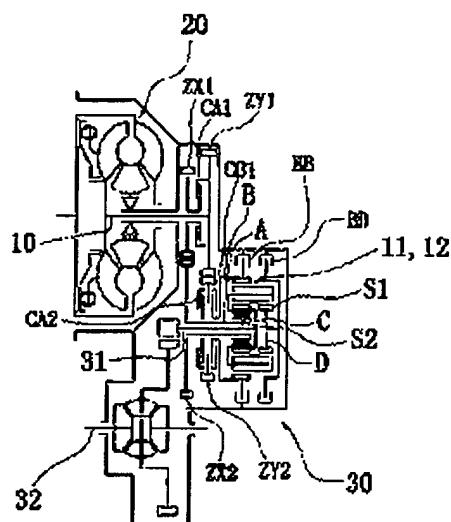
[図20]

変速段	構造要素	変速比		$\rho_1=0.55$	$\rho_2=0.3$
		αX	αY	$\alpha X=2$	$\alpha Y=1.2$
1st	CA1, BD	$(\rho_1+\rho_2)\alpha X/\rho_1(1-\rho_2)$		4.41	
2nd	CA2, BD	$(\rho_1+\rho_2)\alpha Y/\rho_1(1-\rho_2)$		2.66	
3rd	CB1, BD	$\alpha Y/(1-\rho_2)$		1.71	

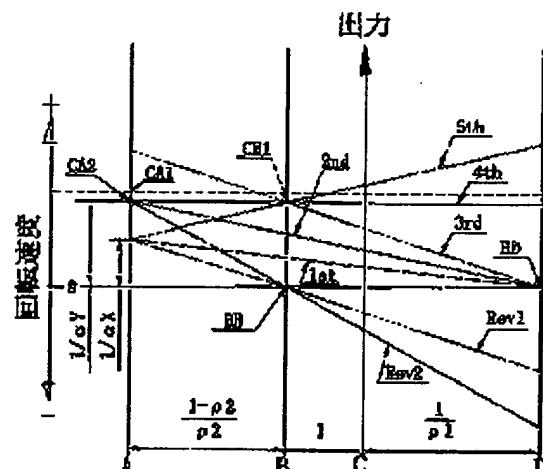
(30)

特開2001-221301

【図21】



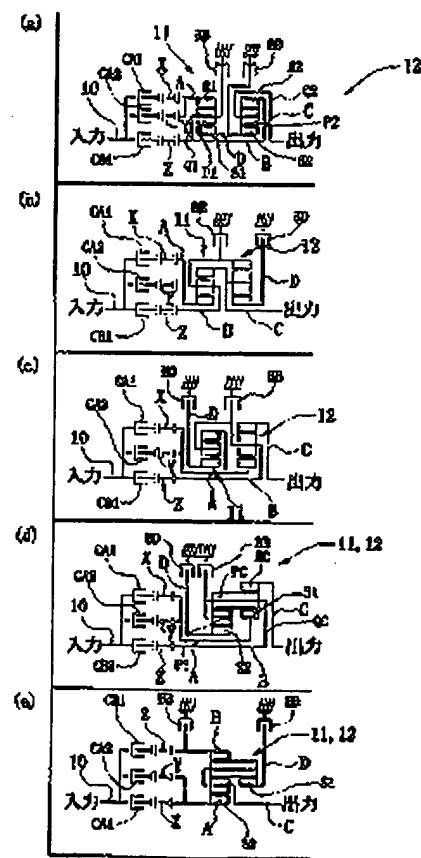
【図22】



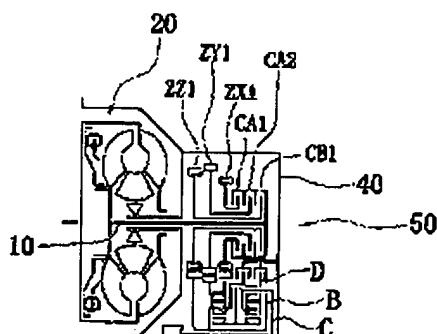
【図23】

真速度	構成要素	実速比	$\rho_1=0.4$	$\rho_2=0.35$
			$\alpha=3$	$\alpha=1.2$
1st	CA1, B0	$(\rho_1+\rho_2)\alpha_1/\rho_2$	4.29	
2nd	CA2, B0	$(\rho_1+\rho_2)\alpha_1/\rho_2$	2.57	
3rd	CA1, B0	$(1+\rho_1)\alpha_1$	1.68	
4th	CA1, CA2	α_1^2	1.2	
5th	CA1, CA1	$(1-\rho_2)\alpha_1\alpha_1^2/(\alpha_1-\alpha_2\alpha_1)$	0.99	
Rev 1	CA1, BB	$(1-\rho_2)\alpha_1/\rho_2$	3.71	
Rev 2	CA2, BB	$(1-\rho_2)\alpha_1/\rho_2$	2.23	
$\alpha_1=Z_1/Z_2$		$\alpha_1=Z_1/Z_2$		
$\alpha_2=Z_2/Z_1$		$\alpha_2=Z_2/Z_1$		
$\alpha=Z_2/Z_1$		$\alpha=Z_2/Z_1$		

【図24】



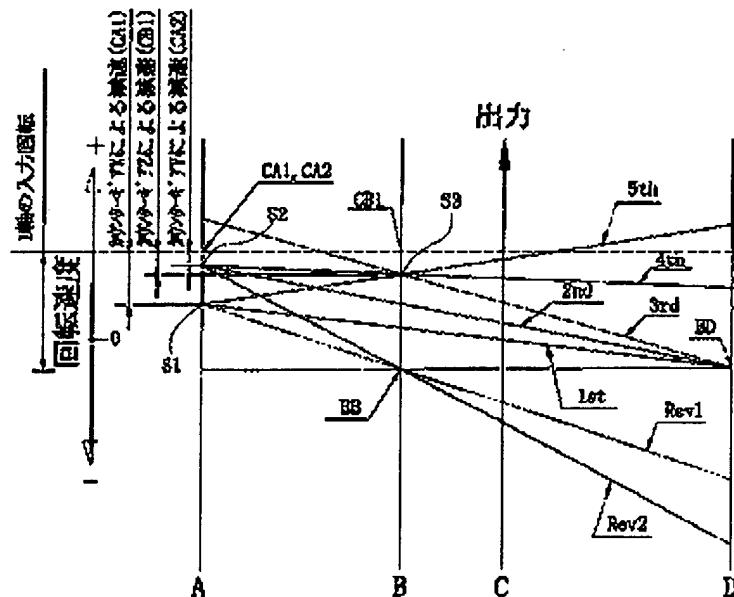
【図26】



(31)

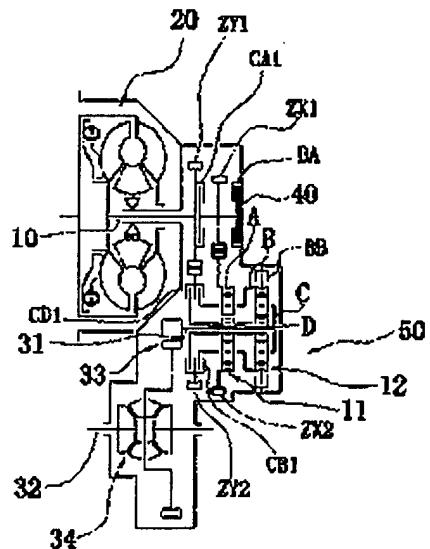
特開2001-221301

[図25]

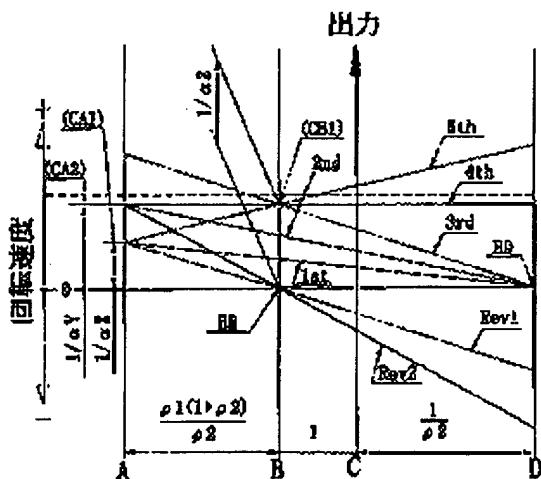


速度段	端端要素
1st	CA1 BB
2nd	CA2 BB
3rd	CB1 BB
4th	CB1 CB2
5th	CB1 CA1
Rev1	CA1 BB
Rev2	CA2 BB

[図31]



[図27]

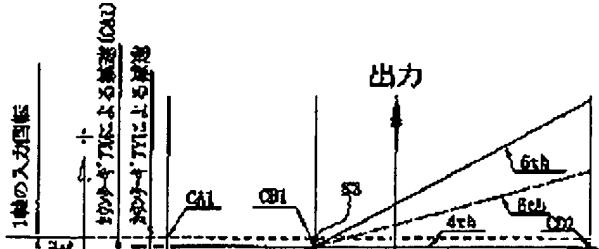


速度段	端端要素	変速比 $\rho = 0.45 \rho = 0.35$ $aX=2, aY=1, aZ=1, 25$
1st	CA1, BB	$(1+\rho)(1+\rho^2)\alpha X$
2nd	CA2, BB	$(1+\rho)(1+\rho^2)\alpha Y$
3rd	CB1, BB	$(1+\rho^2)\alpha Z$
4th	CB1, CA2	$\rho(1+\rho^2)\alpha X\alpha Z / ((\rho_1+\rho_1\rho_2+\rho_2)\alpha Y-\rho_2\alpha Z)$
5th	CB1, CA1	$\rho(1+\rho^2)\alpha X\alpha Z / ((\rho_1+\rho_1\rho_2+\rho_2)\alpha X-\rho_2\alpha Z)$
Rev1	CA1, BB	$\rho(1+\rho^2)\alpha X/\rho^2$
Rev2	CA2, BB	$\rho(1+\rho^2)\alpha Y/\rho^2$

$\alpha X=2Z/2X1$ $\rho = Z31/ZX1$
 $\alpha Y=ZY2/ZY1$ $\rho = ZS/2Z1$
 $\alpha Z=ZD/ZZ1$

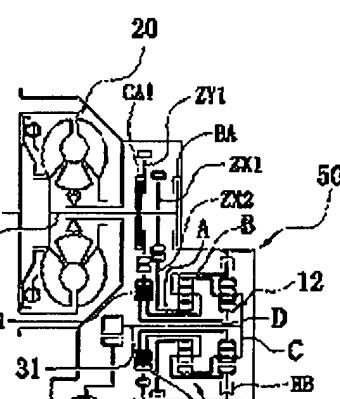
[図28]

[図30]



速度段	端端要素
1st	CD1 BB
2nd	CD1 BB

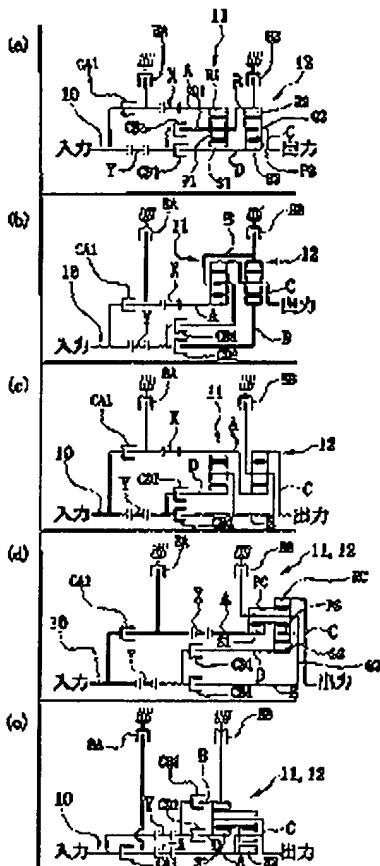
[図34]



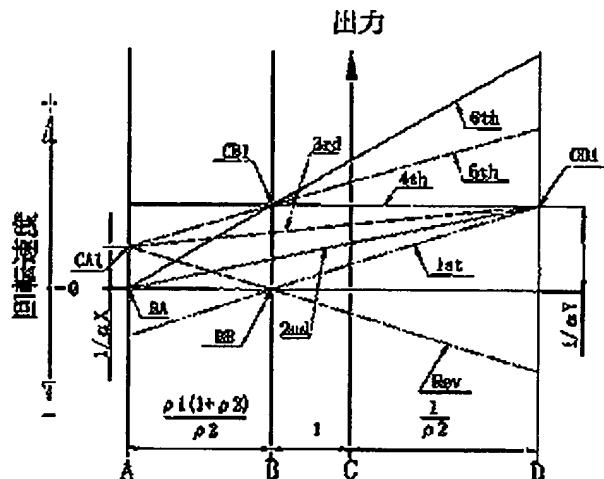
(32)

特關2001-221301

[圖29]



[圖32]



[图33]

支速度	轉矩要求	質速比	$\rho_1=0.5 \quad \rho_2=0.4$ $\alpha_1=2 \quad \alpha_2=1.1$
1st	CD1, BB	$(1+\rho_2)\alpha Y / \rho_2$	3.85
2nd	CD1, BA	$(1+\rho_1)(1+\rho_2)\alpha Y / (\rho_1 + \rho_1\rho_2 + \rho_2)$	2.1
3rd	CD1, CA1	$(1+\rho_1)(1+\rho_2)\alpha X\alpha Y / ((\rho_1 + \rho_1\rho_2 + \rho_2)\alpha X + \alpha Y)$	1.4
4th	CD1, CB1	αY	1.1
5th	CA1, CB1	$\rho_1(1+\rho_2)\alpha X\alpha Y / ((\rho_1 + \rho_1\rho_2 + \rho_2)\alpha X - \rho_2\alpha Y)$	0.87
6th	BA, CB1	$\rho_1(1+\rho_2)\alpha Y / (\rho_1 + \rho_1\rho_2 + \rho_2)$	0.7
Rev	CA1, BB	$\rho_1(1+\rho_2)\alpha X / \rho_2$	3.5

EX-7K9/2X1

0.1-251 (2007)

242/243

87

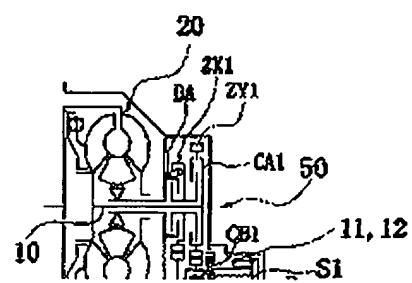
2779/233

• • •

[图36]

变速段	换挡要素	变速比	$\rho_1=0.65$	$\rho_2=0.4$
1st	CD1, B8	$(1+\rho_2)\alpha^{\frac{1}{\rho_2}}/\rho_2$	0.85	$\alpha=3.1$
2nd	CD1, B4	$(\rho_1+\rho_1\rho_2+\rho_2)\alpha^{\frac{1}{\rho_2}}/\rho_2(1+\rho_1)$	2.13	$\alpha=1.1$

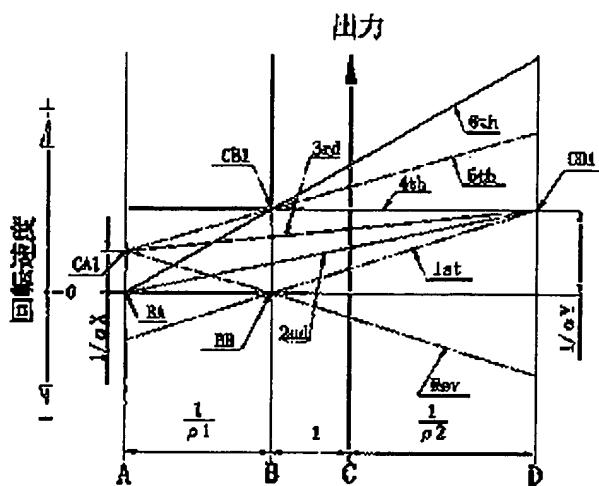
[图40]



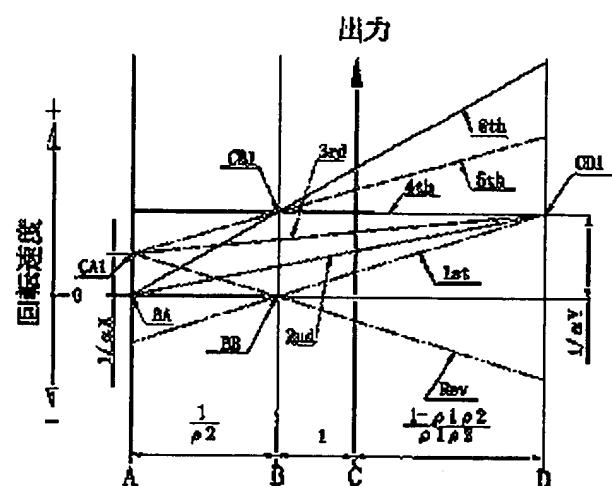
(33)

特開2001-221301

[図35]



[図38]

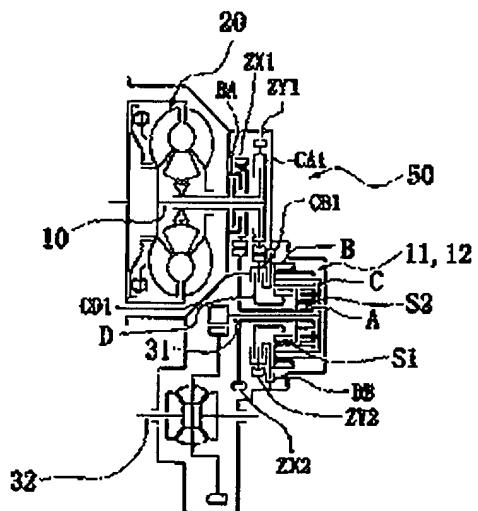


[図39]

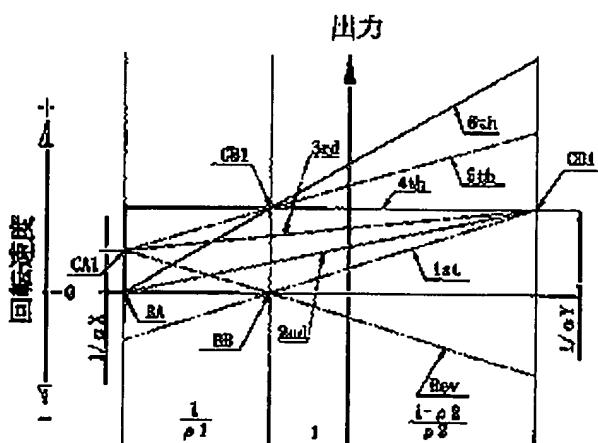
変速段	接続要求	変速比		$\rho_1=0.45 \quad \rho_2=0.65$ $\alpha X=2 \quad \alpha Y=1.1$
		$\alpha Y/\rho_1\rho_2$	$(1+\rho_1)\alpha Y/\rho_1(1+\rho_2)$	
1st	CD1, BB	$\alpha Y/\rho_1\rho_2$	$(1+\rho_1)\alpha Y/\rho_1(1+\rho_2)$	3.76
2nd	CD1, BA	$(1+\rho_1)\alpha Y/\rho_1(1+\rho_2)$	$(1+\rho_1)\alpha Y/\rho_1(1+\rho_2)$	2.15
3rd	CD1, CA1	$(1+\rho_1)\alpha X\alpha Y/\rho_1(1+\rho_2)\alpha X+(1-\rho_1\rho_2)\alpha Y$	$(1+\rho_1)\alpha X\alpha Y/\rho_1(1+\rho_2)\alpha X+(1-\rho_1\rho_2)\alpha Y$	1.41
4th	CB1, CB1	αY	αY	1.1
5th	CA1, CB1	$\alpha X\alpha Y/((\alpha X-\alpha Y)\rho_2+\alpha X)$	$\alpha X\alpha Y/((\alpha X-\alpha Y)\rho_2+\alpha X)$	0.85
6th	BA, CB1	$\alpha Y/(1+\rho_2)$	$\alpha Y/(1+\rho_2)$	0.67
Rev	CA1, BB	$\alpha X/\rho_2$	$\alpha X/\rho_2$	3.06

$\alpha X=Z_2/Z_1$ $\alpha Y=Z_1/Z_2$
 $\alpha Y=Z_2/Z_1$ $\rho_1=Z_3/Z_1$
 $\alpha Z=Z_2/Z_1$ $\rho_2=Z_3/Z_2$

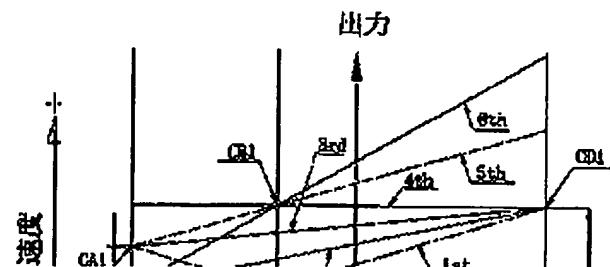
[図43]



[図41]



[図44]



(34)

特開2001-221301

【図42】

変速段	拘束要素	変速比	
		$\rho_1=0.45$	$\rho_2=0.8$
1st	CD1, BB	$\alpha Y / \rho_2$	3.67
2nd	CD1, BA	$(\rho_1+\rho_2)\alpha Y / (1-\rho_1)\rho_2$	2.01
3rd	CD1, CA1	$(\rho_1+\rho_2)\alpha X\alpha Y / ((1+\rho_1)\rho_2\alpha X+(1-\rho_2)\rho_1\alpha Y)$	1.38
4th	CD1, CB1	αY	1.1
5th	CA1, CB1	$\alpha X\alpha Y / (\rho_1(\alpha X-\alpha Y)+\alpha Y)$	0.88
6th	BA, CB1	$\alpha Y / (1+\rho_1)$	0.71
Rev	CA1, BB	$\alpha X / \rho_1$	3.84

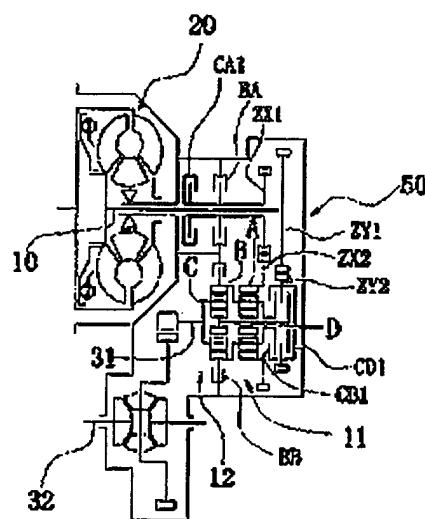
$\alpha X=Z_2/Z_1$ $\rho_1=Z_31/Z_21$
 $\alpha Y=Z_2/Z_1$ $\rho_2=Z_32/Z_22$
 $\alpha Z=Z_2/Z_1$

【図45】

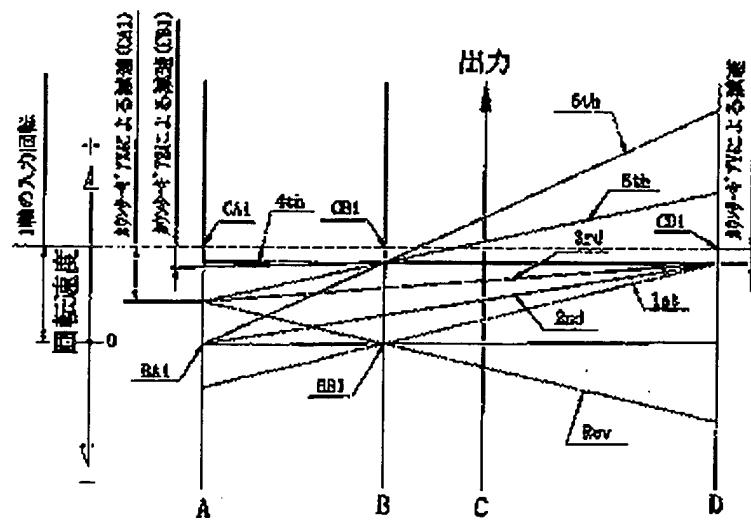
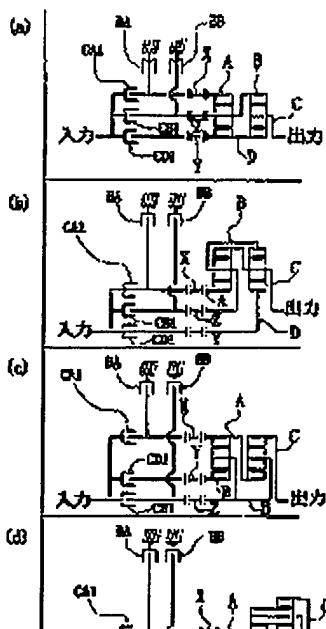
変速段	拘束要素	変速比	
		$\rho_1=0.45$	$\rho_2=0.35$
1st	CD1, BB1	$(1+\rho_1)\alpha Y / \rho_1$	3.82
2nd	CD1, BA	$(\rho_1+\rho_2)\alpha Y / \rho_1$	2.18
3rd	CD1, CA1	$(\rho_1+\rho_2)\alpha X\alpha Y / (\rho_1\alpha X+\rho_2\alpha Y)$	1.46
4th	CD1, CB1	αY	1.2
5th	CA1, CB1	$(1-\rho_2)\alpha X\alpha Y / (\alpha X-\rho_2\alpha Y)$	0.99
6th	BA, CB1	$(1-\rho_2)\alpha Y$	0.78
Rev	CA1, BB	$(1-\rho_2)\alpha X / \rho_2$	3.71

$\alpha X=Z_2/Z_1$ $\rho_1=Z_31/Z_21$
 $\alpha Y=Z_2/Z_1$ $\rho_2=Z_32/Z_22$
 $\alpha Z=Z_2/Z_1$

【図46】



【図47】



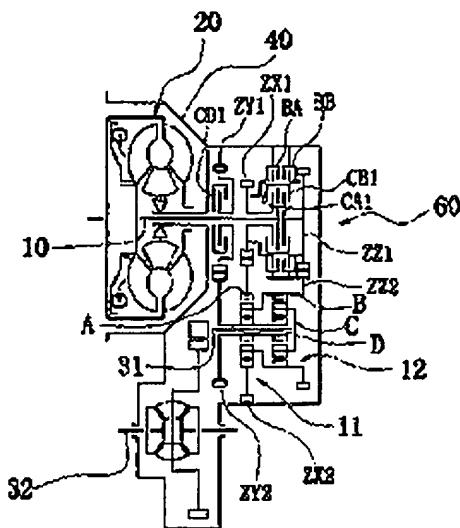
変速段	拘束要素
1st	CD1 BB
2nd	CD1 BA
3rd	CD1 CA1
4th	CD1 CB1
5th	CB1 CA1
6th	CB1 BA
Rev	CA1 BB

【図48】

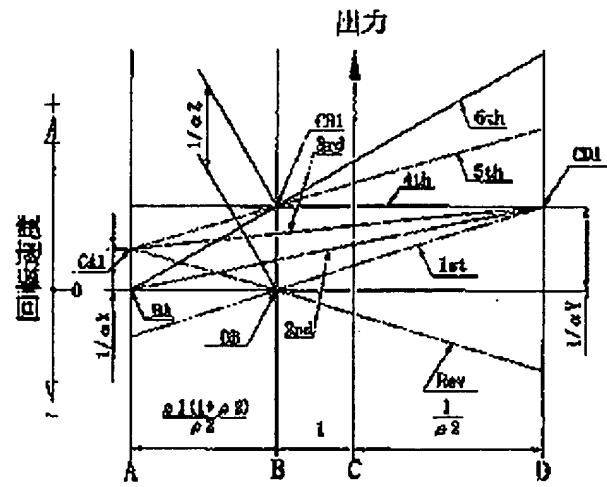
(35)

特開2001-221301

【図49】



【図50】



【図51】

変速段	構成要素	変速比		
		$\rho_1=0.4$	$\rho_2=0.45$	$\alpha X=2$, $\alpha Y=1.2$, $\alpha Z=1.65$
1st	CD1, BB	$(1+\rho_2)\alpha Y/\rho_2$		3.87
2nd	CD1, BA	$(1+\rho_1)(1+\rho_2)\alpha Y/(\rho_1+\rho_1\rho_2-\rho_2)$		2.37
3rd	CD1, CA1	$(1+\rho_1)(1+\rho_2)\alpha X\alpha Y/((\rho_1+\rho_1\rho_2-1)\rho_2\alpha X+\alpha Y)$		1.49
4th	CD1, CB1	$(1+\rho_2)\alpha Y\alpha Z/(\rho_2\alpha Z+\alpha Y)$		1.06
5th	CA1, CB1	$\rho_1(1+\rho_2)\alpha X\alpha Z/((\rho_1+\rho_1\rho_2+\rho_2)\alpha X-\rho_2\alpha Z)$		0.77
6th	BA, CD1	$\rho_1(1+\rho_2)\alpha Z/(1,\rho_1+\rho_1\rho_2+\rho_2)$		0.59
Rev	CA1, BB	$\rho_1(1+\rho_2)\alpha X/\rho_2$		2.68

$$\alpha X = ZY2/ZX1 \quad \rho_1 = ZY1/ZB1$$

$$\alpha Y = ZY2/ZY1 \quad \rho_2 = ZX2/ZB2$$

$$\alpha Z = ZX2/ZZ1$$

JP 2001-221301 A5 2004.9.30

【公報種別】特許法第17条の2の規定による補正の掲載

【部門区分】第5部門第2区分

【発行日】平成16年9月30日(2004.9.30)

【公開番号】特開2001-221301(P2001-221301A)

【公開日】平成13年8月17日(2001.8.17)

【出願番号】特願2000-31741(P2000-31741)

【国際特許分類第7版】

F 16 H 3/66

F 16 H 3/62

【F I】

F 16 H 3/66 A

F 16 H 3/62 Z

【手続補正書】

【提出日】平成15年9月17日(2003.9.17)

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】請求項 11

【補正方法】変更

【補正の内容】

【請求項 11】

前記第1遊星歯車列は、

第1リングギアと、前記第1リングギアに噛み合う第1遊星ギアと、前記第1遊星ギアを支持する第1キャリアと、前記第1遊星ギアに噛み合う第1サンギアとを有し、

前記第2遊星歯車列は、第2リングギアと、前記第2リングギアに噛み合う第2遊星ギアと、前記第2遊星ギアを支持するとともに前記第1キャリアに連結された第2キャリアと、前記第2遊星ギアに噛み合うとともに前記第1リングギアに連結された第2サンギアとを有し、

前記第1構成要素Aは前記第1リングギア及び第2サンギアであり、前記第2構成要素Bは前記第1及び第2キャリアであり、前記第3構成要素Cは前記第2リングギアであり、前記第4構成要素Dは第1サンギアである、

請求項1から3のいずれかに記載の自動変速装置。内容に変更なし

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.